

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MÉMOIRE DE MAÎTRISE PRÉSENTÉ À
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE
À L'OBTENTION DE LA
MAÎTRISE EN TECHNOLOGIE DE SYSTÈME
M.Ing.

PAR
Abdelmajid Lajmi

CONCEPTION D'UN APPAREIL DE MESURE DE TENSION
D'UNE COURROIE À TROIS POINTS DE DÉFLEXION

MONTREAL. LE 10 JUILLET 2002

© droits réservés de Abdelmajid Lajmi

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ
PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Henri Champliand. directeur de mémoire
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Lê Van Ngan. codirecteur
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Thien My Dao. président du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Vladimir Brailovski. professeur
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

Le 7 juin 2002

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

CONCEPTION D'UN APPAREIL DE MESURE DE TENSION D'UNE COURROIE À TROIS POINTS DE DÉFLEXION

Abdelmajid Lajmi

RÉSUMÉ

Dans la majorité des applications industrielles, l'utilisation des courroies dans les transmissions de puissance ne cesse d'augmenter. Les constructeurs de courroies sont conscients de l'importance de cet organe de transmission.

Des expertises montrent que le glissement, le défaut d'alignement, la tension de pose incorrecte, etc. causent la dégradation prématurée de la courroie et réduisent sa longévité. Le réglage de la tension est le point le plus sensible, soit dans le cadre d'une nouvelle installation, soit dans le cadre d'une réparation.

Le but de cette étude est de concevoir un appareil de mesure de tension à trois points de déflexion. Son principe consiste à imposer une déflexion qui produit une force transversale à la section de la courroie. L'effort de flexion est corrélé par calibrage avec la tension statique.

Cet appareil est pratique et trouve son application même dans les mécanismes encombrés et à espace réduit.

CONCEPTION D'UN APPAREIL DE MESURE DE TENSION D'UNE COURROIE À TROIS POINTS DE DÉFLEXION

Abdelmajid Lajmi

SOMMAIRE

Dans les transmissions de puissance par courroies, la tension statique demeure un facteur crucial pour un bon fonctionnement et une meilleure longévité de l'entraînement. Récemment, le réglage de cette tension est devenu une forme d'entretien préventif conditionnel dans la maintenance industrielle.

L'appareil de mesure de tension à un seul point de déflexion est à présent le plus utilisé pour sa simplicité et son bas prix. Toutefois, il présente l'inconvénient de la nécessité de re-calibrer l'appareil lorsque l'entraxe des poulies de la transmission est différent.

Dans le but d'éviter la nécessité de nouveaux calibrages, un appareil de mesure de tension à trois points de déflexion a été conçu et développé. Son principe consiste à appliquer une force transversale à la courroie dans le but de produire une déflexion étroitement liée à la tension statique. Au moyen de la vis, on impose une déflexion qui correspond à une charge transversale donnée et calibrée par le biais des jauges de déformation collées à la membrure de cet appareil.

Plusieurs tests de laboratoire ont été réalisés et ont permis de trouver la relation entre la tension statique et l'effort transversal pour une déflexion imposée en faisant varier l'écartement des points de contact des doigts avec la courroie, la position de l'appareil le long du brin de la courroie et la forme de la section droite de cette dernière.

Les simulations numériques ont été concluantes après avoir affiné et ajusté les caractéristiques spécifiques des divers constituants de la courroie, dans le but de prédire plus précisément la tension statique comparativement aux tests en laboratoire. Bien qu'il existe une bonne concordance des simulations avec les tests de laboratoire réalisés avec cet appareil à trois points de déflexion, les résultats trouvés par la méthode des éléments finis peuvent être améliorés en définissant avec plus de précision les caractéristiques de tous les constituants de la courroie.

Finalement, les résultats expérimentaux et numériques donnent les meilleures conditions d'utilisation de cet appareil à savoir :

- L'écartement des doigts de l'appareil doit être le plus réduit possible, et il est limité uniquement par la taille de ces doigts.
- La déflexion imposée doit être de $1/10^{\text{ème}}$ de l'écartement des doigts (approximativement) pour avoir la meilleure corrélation possible.

- La nécessité d'un seul calibrage de l'appareil indépendamment de l'entraxe des poulies.
- Cet appareil donne des résultats fiables, il est facile à utiliser et n'est pas influencé par la compétence de l'opérateur.

DESIGN OF THREE-POINT DEFLECTION BELT TENSION TESTER

Abdelmajid Lajmi

ABSTRACT

In power transmission systems using belts, the proper belt tension is a major factor for extending life and preventing premature wear of belts, pulleys and bearings. Regular checking and adjusting belt tension thus constitute a preventive strategy as regards drive performance and efficiency of those types of power transmission systems. Belt tension testers using one point deflection principle have been commonly used for its simplicity, but require a new calibration for each different span length between pulleys. To avoid many re-calibrations, a belt tension measuring device using three point deflection principle has been built, tested and compared with finite element results.

A three-point deflection belt tension device has been developed and gives an easy way to accurately check static belt tensions. The principle used in this measurement is that the required force transversely applied to the belt in order to produce a given deflection is closely related to the tension in the belt. Turning a screw manually gives the wanted deflection of the belt while the corresponding transverse load is given by a calibrated strain gage bonded on the beam which hold that screw.

First numerical simulation using the finite element method have been realized to establish the significant parameters of the testing device (span of the system, loads, stroke of the screw).

Second, numerous tests have been conducted in laboratory in order to relate the tension of the belt with the transverse load needed for a prescribed deflection, the given location of the belt span, and the shape section of the belt.

Third, a new set of simulation have been done to adjust and refine the boundary conditions effects, in order to predict more accurately the response of the testing device in similar experimentation. While good agreement have been observed between F.E. analysis and experiments in measuring belt tension with 3-point deflection device, finite elements results could be improved by considering more closely the properties and geometry of all components of the belt.

Finally, the experiments and Finite elements results give the best using conditions of the device:

- Optimum device span of 3-point deflection testers must be as small as possible and is limited simply by the size of end pins.

- The suggested deflection to be imposed for belt tension measurement is about $1/10^{\text{th}}$ of the device span.
- The belt tension testers based on 3-point deflection principle give reliable results, are easy to use and does not rely on the skill of operator.
- The belt tension testers based on 3-point deflection principle do not require re-calibration for different span length between pulleys.

REMERCIEMENTS

J'aimerais tout d'abord remercier particulièrement et très sincèrement le professeur Henri Champlaud, mon directeur de recherche, pour son soutien technique, moral et financier tout au long de la réalisation de mon projet. Ses compétences techniques, sa disponibilité et son attitude disciplinaire dont il a fait preuve m'ont constamment impressionné et stimulé pour aller de l'avant.

Je voudrais remercier également le professeur Lê Van Ngan, mon codirecteur de recherche, pour ses initiatives ciblées et constructives dans la réalisation de cette étude. Sa riche expérience dans le domaine du génie mécanique est fort appréciée.

Je voudrais remercier aussi les professeurs du département de génie mécanique et plus particulièrement M. Anh Dung Ngo et M. Thien My Dao pour leur support et encouragement.

Je tiens à remercier aussi Stéphane Hébert et Daniel Legault, techniciens à l'ÉTS pour leur collaboration et la qualité du travail qu'ils ont offert durant ce projet.

Finalement, je voudrais dédier ce mémoire à mes deux filles Ghada et Nour.

TABLE DES MATIÈRES

	Page
SOMMAIRE	i
ABSTRACT	iii
REMERCIEMENTS	v
TABLE DES MATIÈRES	vi
LISTE DES TABLEAUX.....	viv
LISTE DES FIGURES.....	x
LISTE DES ABRÉVIATIONS ET SIGLES	xiv
INTRODUCTION.....	1
CHAPITRE 1 REVUE DE LA LITTÉRATURE	3
1.1 Introduction.....	3
1.2 Historique.....	4
1.3 Effet de la technologie sur le réglage de la tension.....	5
1.4 Méthodes de réglage de la tension statique.....	5
1.4.1 Méthode de la « Force-Déflexion » à un point	6
1.4.2 Méthode de la « Force-Séparation ».....	8
1.4.3 Méthode de la « Force-Galet ».....	9
1.4.4 Méthode de la vibration sonore.....	9
1.4.5 Méthode de la jauge de déformation.....	11
CHAPITRE 2 COMPORTEMENT DES COURROIES.....	12
2.1 Causes de défaillances des entraînements par courroies.....	12
2.2 Dispositif de tension.....	15
2.3 Diagnostic des courroies	15
2.3.1 Tension statique	15
2.3.2 Désalignement.....	17
2.3.3 Bruit.....	18
2.3.4 Bris de courroie	20
2.4 Composition des courroies.....	20
2.4.1 Qualités d'une courroie	20
2.4.2 Matériau des courroies trapézoïdales	22
2.4.3 Matériau des courroies synchrones	24
2.5 L'arc d'enroulement.....	28
2.6 Rigidité des courroies.....	30

2.7	Avantages des courroies.....	32
2.8	Inconvénients	33
2.9	Conclusion	33
CHAPITRE 3 TENSION DANS LA COURROIE		34
3.2	Introduction	34
3.2	Tension dynamique	35
3.3	Équilibre dynamique	38
3.3.1	Géométrie	38
3.3.2	Bilan des forces	39
3.4.	Tension statique	42
3.4.1	Méthode de mise en tension	45
3.5	Conclusion	48
CHAPITRE 4 CONCEPTION DU DISPOSITIF DE MESURE DE LA TENSION.....		49
4.1	Introduction	49
4.2	Principe	49
4.3	Conception de l'outil de mesure	51
4.3.1	Poids du dispositif de mesure.....	51
4.3.2	Rigidité du dispositif.....	52
4.3.3	Écartement des doigts	54
4.4	Résistance du dispositif.....	55
4.5	Calibrage de l'appareil	57
4.5.1	Premier calibrage	57
4.5.2	Second calibrage	60
4.6	Conclusion	62
CHAPITRE 5 EXPÉRIMENTATIONS		63
5.1	Montage expérimental.....	63
5.2	Principe de mesure	64
5.2.1	Variation des paramètres.....	65
5.2.2	Mesure de la déflexion	66
5.3	Mesures expérimentales	68
5.3.1	Courroie synchrone	69
5.3.1.1	Variation de la position du dispositif de mesure	69
5.3.1.2	Variation de la tension statique	70
5.3.1.3	Variation de la force transversale en fonction de la tension statique	72
5.3.2	Courroie trapézoïdale	73
5.3.2.1	Variation de la position du dispositif de mesure	73
5.3.2.2	Variation de la tension statique	74
5.3.2.3	Variation de la force transversale en fonction de la tension statique	75
5.4	Procédure de mesure de la tension statique à partir des graphiques	76
5.5	Conclusion	76

CHAPITRE 6 CARACTÉRISATION DES COURROIES.....	77
6.1 Introduction.....	77
6.2 Courroie trapézoïdale.....	77
6.3 Courroie synchrone.....	83
6.4 Conclusion.....	84
CHAPITRE 7 ANALYSE PAR ÉLÉMENTS FINIS.....	85
7.1 Introduction.....	85
7.2 Comportement du modèle.....	85
7.3 Courroie synchrone.....	86
7.3.1 Modélisation.....	86
7.3.2 Discussion et interprétation des résultats.....	88
7.3.2.1 Variation de la position de l'appareil.....	88
7.3.2.2 Variation de la tension statique.....	90
7.3.2.3 Variation de la force transversale en fonction de la tension statique.....	91
7.3.2.4 Variation de la force transversale en fonction de l'écartement.....	93
7.3.2.5 Variation de l'entraxe de la transmission.....	94
7.4 Courroie-V.....	94
7.4.1 Modélisation.....	94
7.4.2 Discussion et interprétation des résultats.....	96
7.4.2.1 Variation de la position de l'appareil.....	96
7.4.2.2 Variation de la tension statique.....	97
7.4.2.3 Variation de la force transversale en fonction de la tension statique.....	99
7.4.2.4 Variation de la force transversale en fonction de l'écartement.....	100
7.4.2.5 Variation de l'entraxe de la transmission.....	101
7.5 Conclusion.....	101
CONCLUSIONS.....	102
RECOMMANDATIONS.....	104
ANNEXES	
1: Calcul de la tension statique.....	105
2: Calcul de la force de séparation.....	114
3: Programme de régression linéaire.....	116
4: Fichier de simulation de la courroie synchrone.....	119
5: Fichier de simulation de la courroie-V.....	123
BIBLIOGRAPHIE.....	128

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau I	Caractéristiques relatives à l'élément de tension (fibre) de la courroie .. 28
Tableau II	Extrait du catalogue Dayco Carlisle pour illustrer les tensions statiques d'une courroie synchrone 44
Tableau III	Allongement efficace $A_{ef}\%$ d'après la nature des courroies-V et les conditions de fonctionnement 46
Tableau IV	Variation de la déflexion mesurée en fonction de l'effort transversal calculé et de la déformation lue 59
Tableau V	Variation de la charge appliquée en fonction de la déformation lue 61
Tableau VI	Calcul de la déflexion relative de la courroie $v_{rel\ cour}$ pour $T_{st}=155\text{ N}$ et $e=100\text{ mm}$ 68

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1	Méthode de la «Force-Déflexion» 6
Figure 2	Tensiomètre de courroie-V 7
Figure 3	Appareil à rallonge 7
Figure 4	Méthode de la «Force-Séparation» 8
Figure 5	Force de séparation 8
Figure 6	Méthode de la «Force-Galet» 9
Figure 7	Mode de haute et basse fréquences 10
Figure 8	Méthode de la vibration sonore 10
Figure 9	Méthode de la jauge de déformation appelée Tension-Rite 11
Figure 10	Les six causes courantes de défaillances des courroies 13
Figure 11	Saut de dent pour une courroie synchrone trop peu tendue 16
Figure 12	Espérance de vie en fonction de la tension statique 17
Figure 13	Désalignement 18
Figure 14	Courroie-V crantée 21
Figure 15	Différents profils des courroie-V 22
Figure 16	Constituants des courroies-V 23
Figure 17	Rendement des courroies 25
Figure 18	Différents profils des dents des courroies synchrones 26
Figure 19	Constituants des courroies synchrones 27
Figure 20	Arcs d'enroulement β_1 et β_2 29
Figure 21	Détermination de l'entraxe C 30
Figure 22	Rigidité d'une courroie synchrone 31
Figure 23	«Force-Déflexion» à un seul point 34
Figure 24	Charge dans les paliers 35
Figure 25	Variation de la tension dans la courroie pour une révolution 37

Figure 26	Accroissement des pics de tension dû à la fatigue	37
Figure 27	Forces agissant sur les flancs des gorges des poulies	38
Figure 28	Diagramme du corps libéré	39
Figure 29	Variation du rapport T_2/T_1 en fonction de l'angle d'enroulement ψ	42
Figure 30	Tensions dans la courroie	43
Figure 31	Variation de la tension statique	45
Figure 32	Mise en tension en une fois	46
Figure 33	Mise en tension en deux fois	47
Figure 34	Principe de la «Force-Déflexion» à trois points	50
Figure 35	Appareil à trois points	50
Figure 36	Vue en 3D du corps	52
Figure 37	Déformation dans la section du corps	53
Figure 38	Dispositif de mesure de la tension statique	55
Figure 39	Déformées des membrures	56
Figure 40	Premier montage de calibrage	58
Figure 41	Variation de la charge en fonction de la déformation (1 ^{er} calibrage) ...	59
Figure 42	Second montage de calibrage	60
Figure 43	Variation de la charge en fonction de la déformation (2 ^{ème} calibrage)...	61
Figure 44	Montage expérimental	63
Figure 45	Principe de mesure	64
Figure 46	Variation de la position dispositif de mesure et de la tension statique (courroie-V)	66
Figure 47	Variation de la position du dispositif de mesure et de la tension statique (courroie synchrone).....	66
Figure 48	Déflexion relative de la courroie	67
Figure 49	Variation de la position L de l'appareil pour $e=100$ mm et $T_{st}= 441$ N (courroie synchrone)	69
Figure 50	Variation de la position L de l'appareil pour $e=60$ mm et $T_{st}= 441$ N (courroie synchrone)	70

Figure 51	Variation de la tension statique T_{st} pour $e=100$ mm (courroie synchrone)	71
Figure 52	Variation de la tension statique T_{st} pour $e=60$ mm (courroie synchrone)	71
Figure 53	Variation de la tension statique en fonction de la force transversale pour $e=100$ mm (courroie synchrone)	72
Figure 54	Variation de la tension statique en fonction de la force transversale pour $e=60$ mm (courroie synchrone)	72
Figure 55	Variation de la position L de l'appareil pour $e=100$ mm et $T_{st}=397$ N (courroie-V)	73
Figure 56	Variation de la position L de l'appareil pour $e=60$ mm et $T_{st}=397$ N (courroie-V)	73
Figure 57	Variation de la tension statique T_{st} pour $e=100$ mm (courroie-V)	74
Figure 58	Variation de la tension statique T_{st} pour $e=60$ mm (courroie-V)	74
Figure 59	Variation de la tension statique en fonction de la force transversale pour $e=100$ mm (courroie-V)	75
Figure 60	Variation de la tension statique en fonction de la force transversale pour $e=60$ mm (courroie-V)	75
Figure 61	Dimensions des sections transversales	78
Figure 62	Rigidité de la courroie-V (Type 1)	79
Figure 63	Rigidité de la courroie-V (Type 2)	79
Figure 64	Rigidité de la courroie-V (Type 3)	80
Figure 65	Composition de la courroie-V (Type 1)	81
Figure 66	Allure de la courbe de rigidité des fibres principales	82
Figure 67	Rigidité des fibres anti-usure	82
Figure 68	Rigidité des fibres principales sur l'intervalle de travail	82
Figure 69	Rigidité de la courroie synchrone	83
Figure 70	Dimensions de la courroie synchrone	84
Figure 71	Conditions frontières du brin supérieur de la courroie synchrone	86

Figure 72	Dimensions de la courroie	87
Figure 73	Simulation (MÉF) pour $T_{st}=486$ N et $e=100$ mm (courroie synchrone) ..	87
Figure 74	Variation de la position de l'appareil pour $e=100$ mm et $T_{st}=441$ N (courroie synchrone)	88
Figure 75	Variation de la position L de l'appareil pour $e=60$ mm et $T_{st}=441$ N (courroie synchrone)	89
Figure 76	Variation de la tension statique pour $e=100$ mm (courroie synchrone) ..	90
Figure 77	Variation de la tension statique pour $e=60$ mm (courroie synchrone)	90
Figure 78	Variation de la tension statique en fonction de la force transversale pour $e=100$ mm (courroie synchrone)	91
Figure 79	Variation de la tension statique en fonction de la force transversale pour $e=60$ mm (courroie synchrone)	92
Figure 80	Variation de la force transversale en fonction de l'écartement (courroie synchrone)	93
Figure 81	Conditions frontières du brin supérieur de la courroie-V	94
Figure 82	Dimensions de la courroie-V	95
Figure 83	Simulation (MÉF) pour $T_{st}=486$ N et $e=60$ mm (courroie-V)	95
Figure 84	Variation de la position L de l'appareil pour $e=100$ mm et $T_{st}=397$ N (courroie-V)	96
Figure 85	Variation de la position L de l'appareil pour $e=60$ mm et $T_{st}=397$ N (courroie-V)	97
Figure 86	Variation de la tension statique pour $e=100$ mm (courroie-V)	98
Figure 87	Variation de la tension statique pour $e=60$ mm (courroie-V)	98
Figure 88	Variation de la tension statique en fonction de la force transversale pour $e=100$ mm (courroie-V)	99
Figure 89	Variation de la tension statique en fonction de la force transversale pour $e=60$ mm (courroie-V)	100
Figure 90	Variation de la force transversale en fonction de l'écartement (courroie-V)	101

LISTE DES ABRÉVIATIONS ET SIGLES

L_r	Longueur rectiligne du brin. mm
T_{st}	Tension statique dans le brin de la courroie. N
β_1	Arc d'enroulement du côté de la petite poulie. rad
β_2	Arc d'enroulement dans le petit diamètre. rad
ψ	Angle d'enroulement. degré
r_1	Rayon de la petite poulie. mm
r_2	Rayon de la grande poulie. mm
C	Entraxe des poulies. mm
L_c	Longueur de la courroie. mm
E_c	Module d'élasticité longitudinal de la courroie. N/mm ²
E_f	Module d'élasticité longitudinal des fibres dans la courroie. N/mm ²
E_e	Module d'élasticité longitudinal de l'élastomère dans la courroie. N/mm ²
v_f	Volume fractionnel des fibres dans la courroie. constante
v_e	Volume fractionnel de l'élastomère dans la courroie. constante
k_c	Rigidité de la courroie. N/mm
b_c	Longueur du pas de la courroie. mm
n	Nombre de cordes fibreuses. constante
A_f	Surface des fibres. mm ²
A_e	Surface de l'élastomère. mm ²
F_e	Tension effective dans la courroie. N
ΔL	Allongement de la longueur rectiligne. mm
A_c	Section de la courroie. mm ²
T_1	Tension dans le brin tendu. N
T_2	Tension dans le brin mou. N
T_b	Tension de flexion. N
T_c	Tension centrifuge. N
N	Force normale

W	Masse linéique de la courroie. kg/m
v	Vitesse linéaire de la courroie. m/s
μ	Coefficient de frottement dynamique. constante
θ	Angle au sommet de la poulie V. degré
$A_{ef}\%$	Allongement efficace en pour cent . constante
$A_i\%$	Allongement installé en pour cent. constante
F	Force transversale à la courroie. N
ε	Déformation. mm/mm
a	Bras de levier de la force transversale par rapport à la section. mm
e	Écartement des doigts de l'appareil. mm
b	Largeur de la section du corps. mm
h	Hauteur de la section du corps. mm
M	Moment de flexion dû à la force transversale F. Nm
E	Module d'élasticité du corps. N/mm ²
v_1	Déflexion dans la membrure 1. mm
v_2	Déflexion dans la membrure 2. mm
v_3	Déflexion dans la membrure 3. mm
v_{tot}	Déflexion totale. mm
F_{cal}	Force transversale calculée. N
v_{mes}	Déflexion mesurée. mm
v_g	Déflexion du doigt gauche. mm
v_d	Déflexion du doigt droit. mm
$v_{cent.mes}$	Déflexion centrale mesurée. mm
$v_{rel.cour}$	Déflexion relative de la courroie. mm
L	Position de l'appareil sur la courroie. mm
$v_{cent.moy}$	Déflexion centrale moyenne. mm
d_1	Diamètre de la petite poulie. mm
d_2	Diamètre de la grande poulie. mm
F_t	Charge de traction. N

R^2	Coefficient de détermination, constante
A	Surface utile de la courroie, mm^2
ε_c	Déformation dans la courroie, mm/mm
σ	Contrainte normale à la section de la courroie, N/mm^2
E_{eq}	Module d'élasticité longitudinal équivalent de la courroie, N/mm^2
E_{tp}	Module d'élasticité longitudinal des fibres principales, N/mm^2
E_{fu}	Module d'élasticité longitudinal des fibres anti-usure, N/mm^2
E_{el}	Module d'élasticité longitudinal de l'élastomère, N/mm^2
a_{tp}	Surface des fibres principales fractionnelle, constante
a_{fu}	Surface des fibres anti-usure fractionnelle, constante
a_e	Surface de l'élastomère fractionnelle, constante
A_{tp}	Surface des fibres principales, mm^2
A_e	Surface de l'élastomère, mm^2
A_{fu}	Surface des fibres anti-usure, mm^2
A_{totale}	Surface totale de la courroie, mm^2

INTRODUCTION

Dans la majorité des applications industrielles, l'utilisation des courroies dans les transmissions de puissance ne cesse d'augmenter et d'envahir le marché en particulier celui des automobiles où l'on utilise divers types de courroies : à section trapézoïdale (courroie-V) pour la pompe à eau, à section côtelée (courroie multi-V) pour la direction assistée, à section crantée (courroie synchrone) pour la distribution, etc.

Les constructeurs de courroies sont conscients de l'importance et des avantages précieux de cet organe de transmission et mettent tous leurs efforts pour développer et améliorer ses caractéristiques géométriques et mécaniques pour atteindre une durée de vie optimale.

Différents travaux d'experts montrent que le glissement, le défaut d'alignement et la tension statique incorrecte sont à l'origine des anomalies qui causent la dégradation précoce de la courroie et, par conséquent, réduisent sa longévité. De plus, lorsque la courroie est dégradée, elle est incontestablement à la source des défaillances de toutes les installations qui sont soit à l'aval, soit à l'amont de l'entraînement.

Le montage et le réglage de la tension est le point le plus sensible que ce soit dans le cadre d'une nouvelle installation ou dans le cadre d'une réparation. En effet, un excès de tension initiale provoque des contraintes excessives à toutes les composantes liées à l'entraînement tels que la courroie, les paliers, les poulies ou les arbres de transmission. À l'opposé, une faible tension de pose est à éviter car elle favorise le glissement ou le saut de dent, accentue l'usure de la courroie et des rainures ainsi que des dents des poulies et, par conséquent, offre un rendement médiocre.

Le but de cette étude est de concevoir un appareil de mesure de la tension statique basé sur le principe de la « Force-Déflexion » à trois points évitant la nécessité d'un nouveau

calibrage chaque fois que l'entraxe des poulies de l'entraînement varie. Le principe de cet appareil de mesure consiste à imposer une déflexion et mesurer la force transversale appliquée. L'effort transversal de flexion est corrélé par calibrage avec la tension statique.

En outre, une analyse par éléments finis aura pour objet d'optimiser les différents paramètres du système de mesure, à savoir l'écartement des points de contact de l'appareil avec la courroie, la déflexion imposée lors de la mesure et la position de l'appareil le long du brin de la courroie.

Finalement, cet outil de mesure de la tension de pose des courroies fait partie d'une stratégie d'entretien préventif conditionnel qui contribue à minimiser les coûts directs et indirects de l'installation et à améliorer la fiabilité du système. De plus, l'usage de cet appareil est simple et pratique, et trouve son application même dans les mécanismes encombrés et à espace réduit.

CHAPITRE 1

REVUE DE LA LITTÉRATURE

1.1 Introduction

Les transmissions de puissance par courroie trouvent leur application partout dans l'industrie et ne cessent d'envahir le marché en particulier celui de l'automobile où l'on utilise divers types de courroies telles les courroies trapézoïdales pour l'alternateur et la pompe à eau, les courroies synchrones pour la distribution du moteur à combustion, les courroies poly-V pour la direction assistée, etc.

Les avantages des courroies sont nombreux car elles présentent souvent des intérêts précieux pour le fonctionnement des transmissions qui nécessitent de plus en plus de légèreté, de synchronisme, de faible niveau sonore, etc. Dans cette perspective, de nombreux travaux ont été entrepris pour améliorer la longévité et le rendement mécanique et énergétique de la transmission en optimisant la géométrie de la section de la courroie, la constitution du matériau composite et surtout le réglage de la tension statique.

Des outils de contrôle ont été conçus pour procéder à des inspections systématiques et périodiques de la tension initiale. De plus, Gates Rubber Company [1] souligne que les ingénieurs de la maintenance classent à présent ces liens flexibles dans la forme d'entretien préventif conditionnel pour allonger la durée de vie de cet organe.

Toutes les transmissions de puissance par courroies sont des entraînements par friction (courroie plate, courroie-V, multi-V, etc.) ou à engagement positif (courroie synchrone). Le frottement de la transmission dépend de la friction entre la courroie et les poulies. À titre d'exemple, les courroies plates sont la forme la plus pure d'entraînement par

friction, alors que les courroies trapézoïdales sont à friction à effet multiplicatif à cause de l'action latérale des gorges des poulies.

Les courroies synchrones dépendent de l'engagement des dents de la poulie dans la courroie. Il n'y a pas de glissement avec ce type de courroie à l'exception qu'il peut y avoir des saut de dents dans le cas d'une tension insuffisante.

1.2 Historique

D'après Gates Rubber Company [2], la transmission de puissance par courroie est utilisée depuis plus de deux cents ans. Le premier type de courroie apparu est la courroie plate s'enroulant sur des poulies à jante lisse.

Plus tard, le coton ou les cordes en chanvre rond furent utilisés avec des poulies à rainures trapézoïdales dans le but de réduire la tension dans la courroie. Ceci a conduit au développement de la vulcanisation du caoutchouc pour produire la première courroie trapézoïdale en 1917.

Plus tard, dans l'idée de transmettre un mouvement avec synchronisme dans les machines à coudre, la compagnie L. H. Gilmer [3] lance sa première courroie synchrone¹ dans les années 1940.

Le progrès fût ralenti par la deuxième guerre mondiale mais fût poursuivi juste après pour que l'association des manufacturiers du caoutchouc (RMA)² lance son premier catalogue de standardisation des courroies-V et synchrones en 1949.

¹ Appelée aussi dans la littérature anglaise timing belt

² Rubber Manufacturers Association

Ce n'est qu'en 1960 que les courroies synchrones remplacent les chaînes pour trouver leur application dans la distribution des véhicules afin de synchroniser le mouvement entre l'arbre à cames, les soupapes et le vilebrequin.

1.3 Effet de la technologie sur le réglage de la tension

La compagnie Dayco Carlisle [4] précise qu'avant l'année 1956, le réglage de la tension fût simplement réalisé par des procédures tels que exercer une pression avec le pouce ou donner des claques sur la courroie. Ces deux manières d'ajuster la tension initiale nécessitent que l'opérateur soit compétent et habile.

Depuis ce temps, l'apparition de nouveaux matériaux spécialement la fibre synthétique et la commercialisation des courroies-V de section étroite avaient permis d'accroître et améliorer la puissance transmissible de la courroie qui a pour conséquence de diminuer le nombre de courroies dans un entraînement et rendre la tension statique plus élevée. Par conséquent, la mise en place d'une courroie avec une tension de pose correcte devint plus délicate en particulier si l'on recourt aux procédures de réglage de la tension citées plus haut. C'est ce qui a poussé les chercheurs à inventer des méthodes plus rigoureuses et de plus en plus précises pour ajuster pertinemment la tension statique dans la courroie pour un meilleur fonctionnement de toute la transmission.

1.4 Méthodes de réglage de la tension statique

Krepchin et Ira [5] insistent sur le fait que la tension initiale est cruciale dans la transmission. Sur-tendue ou sous-tendue, la courroie est sujette à une usure excessive prématurée, au glissement ou aux sauts de dents causant la réduction du rendement et une durée de vie réduite de la courroie et de toutes les composantes de l'entraînement tels que les poulies, les paliers, les roulements, etc.

1.4.1 Méthode de la « Force-Déflexion » à un point

SDP/SI¹ [6] présente un aperçu sur les différentes méthodes permettant d'ajuster la tension statique qui ont été développées jusqu'à date. Les compagnies Dayco et Gates avaient mis sur le marché un tensiomètre pour mesurer la tension de pose d'une courroie basé sur le principe de la « Force-Déflexion » à un point. Il consiste à mesurer la tension par brin en imposant en son milieu et perpendiculairement une déflexion égale à $1/64$ de la longueur rectiligne L_r avec une force transversale connue comme l'indique la figure 1.

Cette méthode est généralement commode, mais pas toujours précise à cause de la difficulté de mesure de petites déflexions pour les entraînements par courroie à faible entraxe. Par contre, elle est pratique lorsqu'il s'agit d'entraînement à grand entraxe.

L'annexe 1 explicite d'une manière concise le calcul de la tension statique et de la force transversale appropriées à cette méthode.

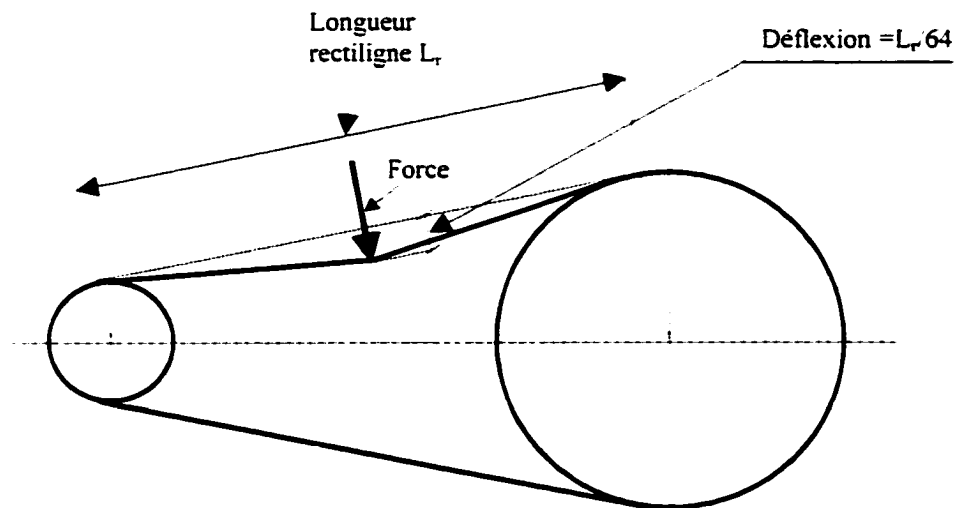


Figure 1 Méthode de la « Force-Déflexion »

¹ Stock Drive Product/Sterling Instrument

La figure 2 fait voir également l'allure et la forme d'un appareil fabriqué par Dayco utilisant le principe de la « Force-Déflexion ». C'est un outil de contrôle bon marché mais nécessite beaucoup d'attention pour placer le tensiomètre perpendiculairement au brin rectiligne de la courroie.

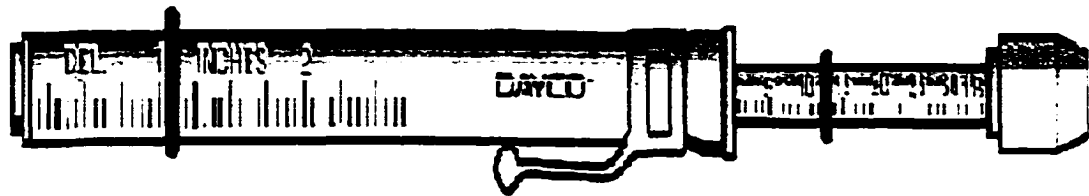


Figure 2 Tensiomètre de courroie-V¹

Bishop et Reddekopp [7] montrent une autre conception d'outil de contrôle de la tension statique basée sur le même principe et présentée schématiquement sur la figure 3. Elle permet d'accéder à des endroits étroits.

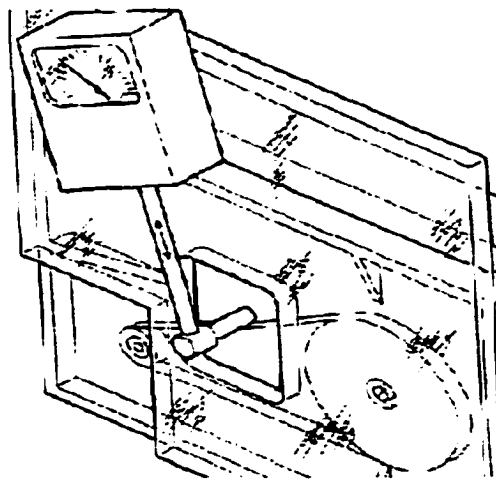


Figure 3 Appareil à rallonge²

¹ À titre d'illustration, cette figure a été tirée et adaptée de Dayco Carlisle [4]

² Tiré de Bishop et Reddekopp [7]

1.4.2 Méthode de la « Force-Séparation »

Le principe consiste à exercer une force en poussant l'arbre solide de la poulie motrice. La figure 4 met en relief la configuration de la méthode de la « Force-Séparation ». Ainsi, la tension de pose résultante est installée directement avec précision. Cette méthode est considérablement plus facile que celle de la « Force-Déflexion » à un point et elle est plus précise dans certains cas.

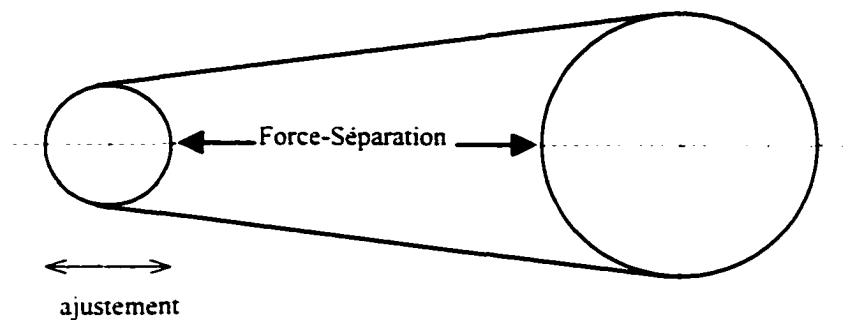


Figure 4 Méthode de la « Force-Séparation »

Pour pouvoir calculer la force de séparation des deux arbres, il faut connaître l'angle d'enroulement ψ (se reporter au chapitre 2 paragraphe 2.5.1). La figure 5 montre le vecteur de la force résultante dont les détails de calcul sont développés à l'annexe 2.

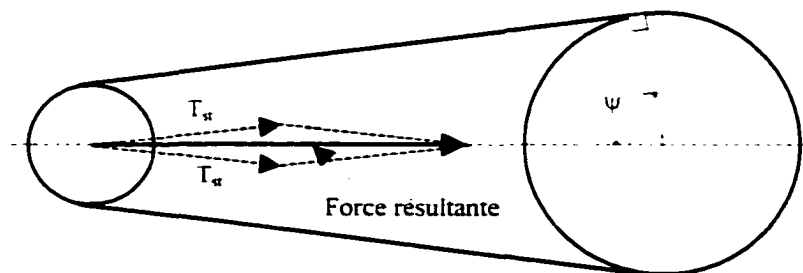


Figure 5 Force de séparation

1.4.3 Méthode de la « Force-Galet »

L'installation de la tension statique pourrait aussi être appliquée en exerçant une force contre les galets libres en contact avec le brin mou de la courroie selon les deux configurations présentées dans la figure 6 utilisant un galet intérieur (a) ou un galet extérieur (b). Le calcul du vecteur de la force résultante est semblable à celui de la méthode précédente.

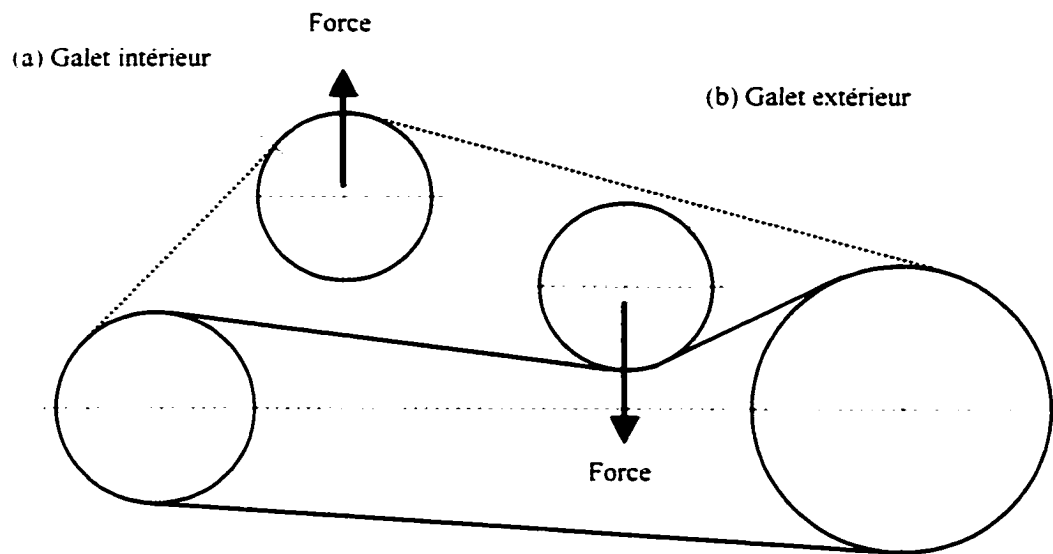


Figure 6 Méthode de la « Force-Galet »

1.4.4 Méthode de la vibration sonore

Crockett [8] met en exergue le principe de cet appareil électronique qui consiste à mesurer la fréquence naturelle de la longueur rectiligne du brin de la courroie en la tapotant pour créer une vibration transversale. Les paramètres relatifs à la courroie tels que la largeur, le poids et la longueur rectiligne doivent être entrés dans l'appareil. La fréquence de la vibration est convertie automatiquement en une tension statique mesurée. La figure 7 fait voir les modes de hautes et de basses fréquences mesurées par cet instrument.

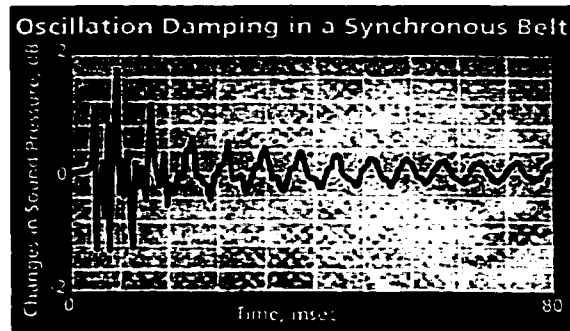


Figure 7 Modes de haute et basse fréquences¹

Cet outil de contrôle comme illustré dans la figure 8 est capable de mesurer la tension initiale avec plus de précision et de consistance que les autres méthodes citées plus haut. Il élimine également les erreurs humaines rencontrées avec les autres appareils vus précédemment. Les résultats des mesures sont reproductibles indifféremment de l'opérateur. Par contre, cet outil de contrôle est assez dispendieux.



Figure 8 Méthode de la vibration sonore²

^{1 et 2} Tirés et adaptés de Crockett [8]

1.4.5 Méthode de la jauge de déformation

Récemment, Goodyear Corporate [9] met en marché une jauge conçue pour mesurer la tension de pose des courroies jumelées (voir paragraphe 2.5.2). Son principe consiste à placer cette jauge livrée avec la courroie au milieu de la longueur rectiligne entre les deux poulies.

Après quoi, on applique progressivement une tension dans la courroie jusqu'à ce que la marque jaune vient se placer devant la tension statique recommandée par le manufacturier. La figure 9 fait voir l'allure et la taille de cette jauge pré-calibrée pour les courroies jumelées.

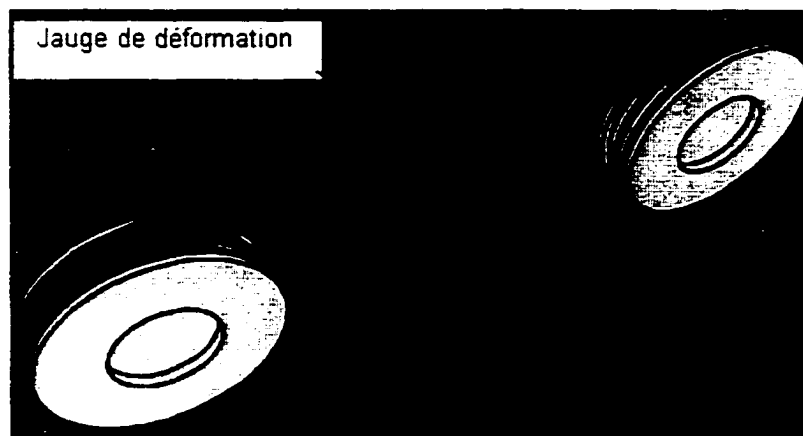


Figure 9 Méthode de la jauge de déformation
appelée Tension-Rite¹

L'application de cette méthode est limitée uniquement aux courroies jumelées. Ce principe de mesure de tension est inadapté aux courroies renforcées par des fibres en aramide parce qu'elles présentent peu ou pas d'élongation à la tension [9]

¹ Tiré et adapté de Goodyear Corporate [9]

CHAPITRE 2

COMPORTEMENT DES COURROIES

Dans les transmissions de puissance, lorsque la courroie est correctement choisie, installée et entretenue, le fonctionnement de l'entraînement est incontestablement sans trouble. Par contre, s'il y a au moins un de ces critères qui n'est pas respecté, la courroie constitue une source de défaillances pour toutes les installations qui sont à l'aval ou en amont de l'entraînement.

2.1 Causes de défaillances des entraînements par courroies

Gould et Joseph [10-11] confirment la règle en analysant les six différentes causes de défaillance prématurée d'une transmission par courroie. La figure 10 met en évidence les différentes sources d'anomalies par ordre décroissant d'importance.

a) Carence dans la maintenance de l'entraînement

Toutes les courroies doivent être retendues périodiquement selon la tension statique préconisée par le manufacturier. Des visites systématiques doivent être planifiées pour inspection de l'état mécanique de toute la transmission à savoir l'usure de la courroie, l'alignement des poulies, la tension de pose, l'état des gorges des poulies et les paliers qui les retiennent et il ne faut pas perdre de vue l'inspection de la partie entraînée qui souvent se manifeste comme étant une des principales causes de défaillance.

b) Facteurs environnementaux

On se doit d'identifier les conditions ambiantes du milieu dans lequel la transmission sera fonctionnelle. Selon Palmer et Warren [12], pour une meilleure longévité de la courroie, on est tenu de vérifier les températures extrêmes de service, la présence des vapeurs chimiques et des huiles minérales de lubrification et enfin de s'assurer que la transmission n'est pas excessivement exposée aux poussières et aux saletés.

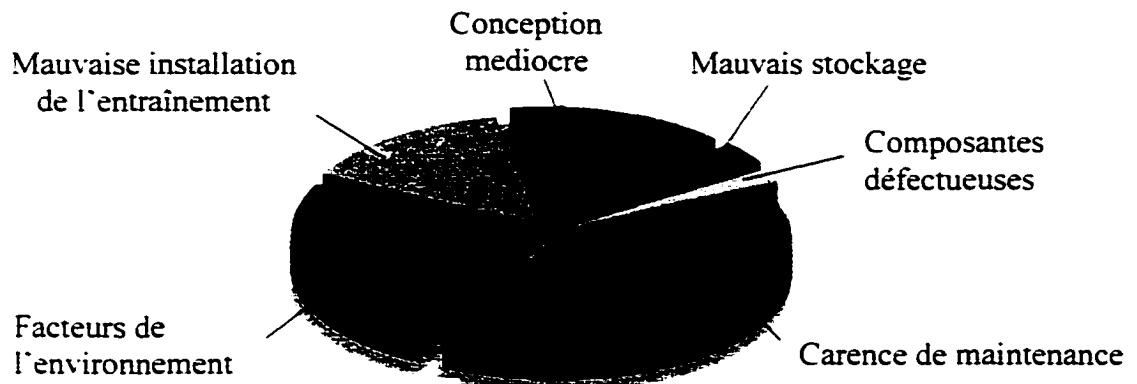


Figure 10 Les six causes courantes de défaillances des courroies¹

c) Mauvaise installation de l'entraînement

C'est la cause la plus commune de défaillance prématurée. Gates Rubber Company [13] préconise des étapes d'installation des courroies et des poulies pour un fonctionnement meilleur sans dégât. Également, cette compagnie insiste sur le fait que lors du remplacement des courroies ou même le changement d'autres composantes qui nécessitent le démontage de celles-ci tels que le remplacement des roulements de paliers, il faut accorder un soin particulier à l'alignement des gorges de poulies et surtout au nouveau réglage de la tension de pose.

d) Médiocre conception de l'entraînement

Le choix des courroies et des poulies doit être approprié et adéquat à la puissance transmise. Une sélection plus conservatrice de l'entraînement peut aider à garantir une meilleure durée de fonctionnement et évite des temps d'arrêt indésirable.

¹ Tiré et adapté de Joseph L. Foszcz [11]

Gould [14] souligne que pour une meilleure sélection d'une transmission par courroie synchrone, six étapes doivent être prises en considération, à savoir :

- le calcul de la puissance
- la sélection du pas de la courroie
- la détermination du rapport de transmission
- le calcul du nombre de courroies
- le calcul de la largeur des poulies

La sixième étape consiste à consulter le manufacturier en cas de haute vitesse de la transmission ou lorsque les conditions de fonctionnement sont spéciales.

La transmission devra être conçue non seulement pour transmettre aisément la puissance mais aussi doit disposer d'autres caractéristiques avantageuses telles que la facilité d'accessibilité et de maintenabilité, la plus faible valeur de vibration possible, une meilleure résistance aux chocs, etc.

e) Mauvais stockage et manutention des courroies

Il est vrai qu'un stockage inapproprié réduit la durée de vie des courroies, mais il est facile de s'en prémunir en évitant de les exposer à de très hautes températures, à l'humidité, aux vapeurs, aux hydrocarbures, à la graisse et aux acides. Un espace frais et sombre est idéal pour le stockage des courroies.

f) Composantes défectueuses de l'entraînement

Il ne faut guère négliger ou oublier cette possibilité. À titre d'exemple, une poulie mal équilibrée ou un faux rond de l'arbre qui la supporte peuvent engendrer des vibrations à travers tout l'entraînement et peuvent même faire des dégâts à toutes ses composantes, en particulier le bris de roulement qui affecte indésirablement la tension de réglage, l'alignement des poulies, etc. Bref, une bonne installation et un entretien préventif

adéquat permettent d'obtenir de meilleurs rendement et fonctionnement en limitant non seulement les risques de bris et de défaillance mais aussi et surtout allonger la durée de vie de la courroie et augmenter la productivité.

2.2 Dispositif de tension

Toute transmission de puissance par courroie doit disposer d'un système de réglage destiné à compenser le vieillissement naturel d'un lien flexible dont la tendance est de s'allonger de manière irréversible. Appliqués prioritairement sur le brin mou de la courroie, les galets tendeurs sont souvent utilisés en contact permanent avec la courroie pour maintenir une certaine tension durant le fonctionnement. Qu'ils portent sur la partie dentée ou sur le dos de la courroie, les galets tendeurs généralement utilisés dans les transmissions à courroies synchrones ne sont pas recommandés et ne doivent être utilisés que dans le cas où il n'existe aucun autre moyen pour assurer la bonne tension de la courroie vu que la tension autogénérée peut être suffisamment élevée pour surmonter la force exercée par le ressort du tendeur sur la courroie. À ce moment là, le galet tendeur est sans effet et ceci peut favoriser les sauts de dents. Cependant, ils ont l'avantage de réduire l'amplitude des battements dans le cas de transmissions à grand entraxe, en particulier lorsque les charges transmises sont irrégulières.

2.3 Diagnostic des courroies

Ce paragraphe fait l'objet d'une analyse plus approfondie de la cause de défaillance prématurée de l'entraînement intitulée «mauvaise installation de la courroie». Il traite de quatre critères cruciaux pour une meilleure performance de la courroie, à savoir :

2.3.1 Tension statique

Une courroie synchrone **trop peu tendue** peut occasionner des sauts de dents en particulier au démarrage ou lorsque les variations de couple sont importantes comme montré sur la figure 11. Ceci provoque des craquelures et une usure prématurée au

niveau des dents de la courroie et des poulies, ce qui affecte la performance de l'entraînement et réduit la longévité de la courroie. Porter [15] met en relief l'importance de la tension initiale sur la performance de la courroie et affirment qu'un bon réglage de la tension de pose maximise la durée de vie de la courroie. De la même manière, les courroies à friction peuvent glisser sur les gorges des poulies suite à cette sous tension, s'échauffer sous l'action du frottement de glissement. L'usure sera davantage accentuée en présence d'une surcharge et le rendement devient médiocre.

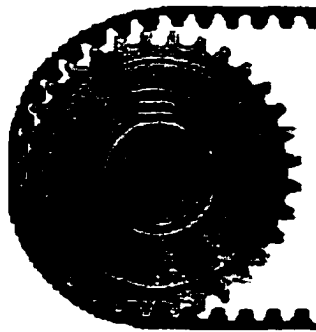


Figure 11 Saut de dent pour une courroie synchrone trop peu tendue¹

Trop tendue. les contraintes internes deviennent très importantes, ainsi que les réactions sur les paliers et les roulements. Par ailleurs, cet excès de tension est une cause de bruit et de vibration et ne peut que favoriser l'usure de la courroie et des poulies et possiblement nuire à la partie entraînée (Usure des dents de l'engrenage dans le cas d'un réducteur de vitesses).

Goodyear Corporate et Gould [9.16] qualifient la tension de pose comme étant cruciale pour la longévité de la courroie et pour la productivité. La figure 12 montre l'évolution de l'espérance de vie en fonction de la tension statique dans la courroie. Il est clair que la longévité de la courroie est meilleure lorsque la tension statique est optimale.

¹ Tiré et adapté de Porter [15]

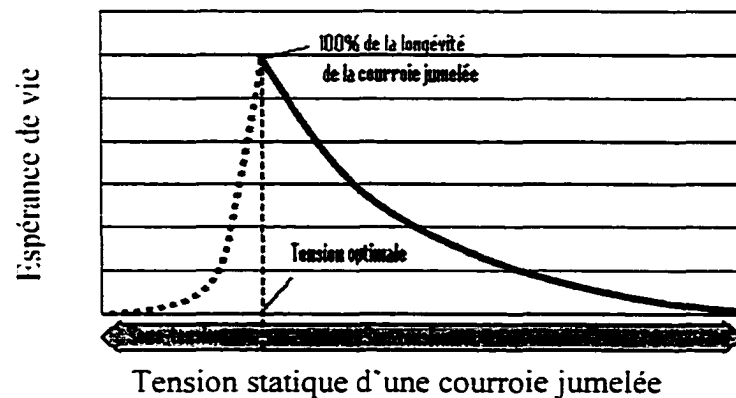


Figure 12 Espérance de vie de la courroie en fonction de la tension statique¹

2.3.2 Désalignement

C'est la cause la plus courante de défaillance prématurée de la performance de la courroie. Vu que les cordes fibreuses ont un module d'élasticité très élevé, les courroies sont sensibles à cette propriété et ne doivent pas être utilisées dans les transmissions où le désalignement est inhérent. Il réduit graduellement sa performance par accroissement de l'usure.

Parsons [17] met en relief les symptômes dues au désalignement tels que le déport latéral de la courroie, l'usure inégalement répartie, le niveau de bruit élevé et la dégradation de l'élément de tension (corde fibreuse).

Huemmer [18], quant à lui insiste sur le fait qu'il y a une étroite relation entre l'alignement et la tension dans la courroie et souligne qu'un mauvais alignement affecte la précision du réglage de la tension statique et cause des charges non réparties uniformément dans la section transversale de la courroie.

¹ Tiré et adapté de Goodyear Corporate [9]

Le désalignement parallèle se produit quand les deux poulies menée et menante sont parallèles mais ne se trouvent pas dans le même plan. Ce défaut provoque des dégâts beaucoup plus importants aux courroies-V qu'aux courroies synchrones.

Le désalignement parallèle maximum permis par pied (0.3048m) d'entraxe des poulies étant égal à 1/16 de pouce (1.5875mm).

Le désalignement angulaire survient quand les deux poulies menée et menante ne sont pas parallèles. Il ne doit pas dépasser 0.5 degré pour les courroies trapézoïdales et 0.25 degré pour les courroies synchrones. La figure 13 reproduit ces deux type de défaut.

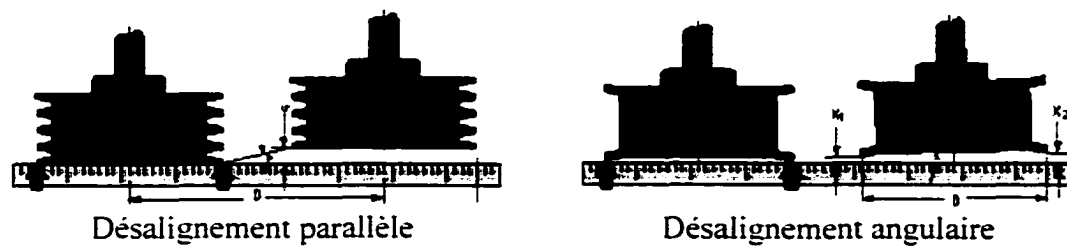


Figure 13 Désalignement¹

2.3.3 Bruit

Gates Rubber Company [19] qualifie le bruit comme étant un son indésirable ou désagréable, ou dans des cas plus sévères, un niveau sonore élevé. Il est caractérisé par deux critères : la fréquence et le niveau de décibel. La fréquence est définie en cycles par seconde ou Hertz. L'oreille humaine est capable de distinguer des fréquences allant de 20 à 20000 Hertz.

¹ Tiré et adapté de Parsons [17]

En dehors de cet intervalle, les fréquences ne sont plus perçues. L'intensité du bruit est mesurée en décibels, dBA.

En effet, un mauvais alignement des poulies, une usure de la courroie et des poulies ou une tension statique excessive produisent un bruit caractéristique d'une transmission fonctionnant dans de mauvaises conditions.

En outre, Roland [20] ajoute que d'autres origines naturelles de bruit peuvent être citées tels que le refoulement d'air, les vibrations des fibres dans les courroies, la différence de pas réel entre la poulie et la courroie, l'effet polygonal, etc.

Dans le but de réduire le niveau de bruit dans la transmission, quelques mesures préconisées par le manufacturier Gates Rubber Company [19] peuvent être citées:

- Minimiser la largeur de la courroie. L'utilisation des courroies de classe étroite peut favoriser l'augmentation du couple au lieu de la vitesse ce qui aidera à réduire le niveau de bruit.
- Minimiser la vitesse des courroies. Par ralentissement de l'entraînement, le niveau de bruit est réduit et la fréquence générée est plus basse. Ceci permet d'utiliser une fréquence d'entraînement à l'intérieur d'un seuil acceptable.
- Maximiser le diamètre de la plus petite poulie. En utilisant un pas diamétral assez grand pour cette dernière, le niveau de bruit sera réduit. Ceci permet également d'améliorer la longévité de la courroie. Il faut noter, toutefois, qu'une poulie plus grande entraîne la courroie à une vitesse plus rapide, ce qui nous amène à faire un compromis et optimiser la conception.
- Minimiser la vibration de l'équipement. La vibration cause un déplacement d'air lequel à son tour provoque un bruit. Donc, l'amortissement de l'entraînement rend le niveau de bruit plus faible.

2.3.4 Bris de courroie

Il peut être causé par des chocs excessifs de chargement ou par un sévère désalignement. L'élément de fibre de verre utilisé comme armature dans la plupart des courroies ne peut être le meilleur choix pour les transmissions sujettes à des chocs sévères. Comme remède à cette défaillance, Shepard et Schwartz [21] recommandent l'utilisation de l'aramide (kevlar) dans ces conditions. En outre, quand l'entraînement est sévèrement désaligné, la tension de la courroie se trouve concentrée sur un seul côté de celle-ci. Ce qui cause alors des bris d'élastomère ou de fibre qui peuvent s'infiltrer entre la poulie et la courroie et pourrait provoquer la rupture de cette dernière. Pour remédier à ce phénomène, on peut utiliser des courroies plus larges pour augmenter la résistance ou dans le cas des courroies synchrones, augmenter le pas circonférentiel des roues dentées.

2.4 Composition des courroies

2.4.1 Qualités d'une courroie

Une courroie est en général formée d'une couche de fibres noyées dans un corps en élastomère obtenu par moulage. Ce matériau composite et ce mode de mise en forme permettent d'obtenir des qualités pertinentes à la transmission de mouvement parmi lesquelles on peut citer les plus importantes :

- Une bonne résistance aux agents extérieurs (vapeurs chimiques, graisses, huiles minérales, etc.)
- Une faible masse linéique pour réduire, d'une part l'effet de la force centrifuge, d'autre part la tension statique
- Une non conductibilité électrique dans des applications spécifiques tel qu'en électroménager par exemple.

- Une bonne résistance à la température allant de -40°C à 100°C . À titre d'exemple, les courroies utilisées dans les moteurs à combustion internes des automobiles doivent résister à des températures pouvant aller jusqu'à 90°C .
- Une bonne aptitude à évacuer la chaleur. Selon Roland [22], pour améliorer la ventilation des courroies-V lors du fonctionnement, celles-ci sont munies d'un crantage sur la petite base comme le montre la figure 14. Ceci a également comme conséquence de réduire la force centrifuge en minimisant la masse linéique et d'assurer une grande flexibilité en atténuant les contraintes de flexion à l'enroulement sur le petit diamètre de la poulie.

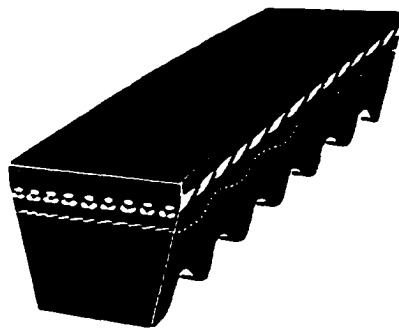


Figure 14 Courroie-V crantée¹

- Une bonne résistance à la rupture par traction
- Un faible niveau de décibel.
- Une bonne résistance à la fatigue puisque la puissance transmise entraîne dans chacun des brins de la courroie la présence de plusieurs types d'efforts de traction à savoir l'effort de traction utile, l'effort de traction dû à la force centrifuge, l'effort dû à la tension de pose et l'effort résultant de la flexion au moment où la courroie aborde chacune des gorges des poulies.

¹ Tiré et adapté de Roland [22]

2.4.2 Matériau des courroies trapézoïdales

Les courroies trapézoïdales, étant les plus populaires dans les transmissions de puissance, présentent un rendement de l'ordre de 95% qui dépend directement de la tension statique. Si le mouvement entre les deux arbres n'est pas synchronisé, les courroies trapézoïdales sont souvent le bon choix surtout lorsque l'entraxe et la vitesse de rotation sont élevés. La figure 15 fait voir les différents types de profils de la section trapézoïdale qui sont utilisés dans les transmissions de puissance selon le besoin de l'application.

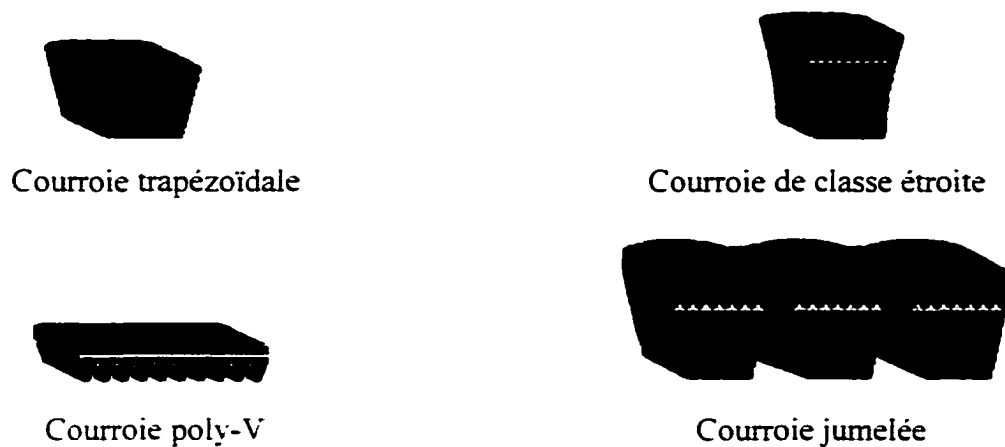


Figure 15 Différents profils des courroies-V¹

Foszcz [23] souligne que les courroies-V de classe étroite offrent un rapport de transmission, pour une largeur donnée, plus haut que celles classiques. Leur profil curviligne maximise l'aptitude à la flexion et peuvent transmettre jusqu'à trois fois la puissance des courroies conventionnelles. Dans quelques cas, ces courroies peuvent remplacer les chaînes et les engrenages.

¹ Tiré et adapté de Foszcz [23]

Les courroies poly-V ou encore appelées courroies striées combinent les meilleures caractéristiques des courroies-V et des courroies plates. Cette forme augmente le frottement entre les gorges des poulies et les courroies. La tension initiale dans les courroies poly-V n'est pas élevée comparativement à celle des courroies plates, mais elle est supérieure de 20 % à celles qui sont en V.

Les courroies trapézoïdales jumelées résolvent les problèmes de charges pulsatives pour les courroies classiques montées par jeu dans l'entraînement, comme celles générées par les moteurs à combustion interne entraînant les compresseurs. Ces forces intermittentes produisent des coups de fouets dans le jeu de courroies causant ainsi le retournement de ces dernières dans les gorges de la poulie.

Assez complexe dans sa structure, la courroie-V comprend trois couches illustrées dans la figure 16.

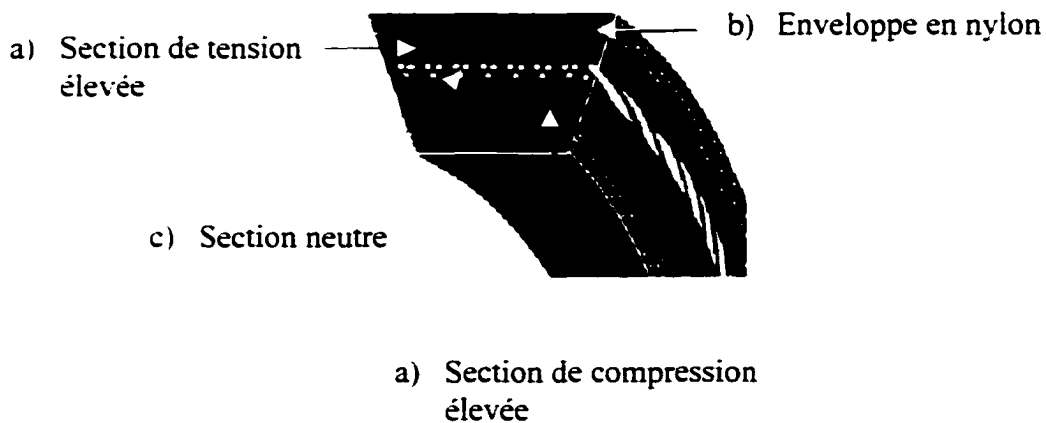


Figure 16 Constituants des courroies-V¹

¹ Tiré et adapté de Foszcz [23]

- a) L'élastomère qui forme la majeure partie de la courroie doit enrober et adhérer parfaitement à la couche fibreuse. En général, il est constitué principalement de deux matériaux qui sont le polyuréthane et le polychloroprène.
- b) Une enveloppe faite d'un textile le plus souvent en nylon. Il assure la protection de la courroie contre les saletés, les huiles et l'humidité. Également, cette enveloppe protège la courroie contre l'usure due au frottement de contact avec la poulie et également avec le galet tendeur s'il y a lieu.
- c) Une couche de fibres qui possède un module d'élasticité longitudinal très élevée. Les différents matériaux utilisés pour ces fibres sont l'aramide ou le kevlar, l'acier, le verre et le polyester. Ces fibres se situent sur la zone primitive ou en dessous. Elles forment des cordons qui supportent la majeure partie des sollicitations de traction. Ces fibres offrent des propriétés désirables telles que la stabilité à la chaleur, la résistance à la traction, à l'allongement et au choc. Les cordes en polyester possèdent de bonnes propriétés mais elles sont sensibles à la chaleur. Par contre, le kevlar offre d'excellentes propriétés à l'exception du fait qu'il est peu résilient.

2.4.3 Matériau des courroies synchrones

Gary [24] souligne que les courroies synchrones utilisent le principe d'engrènement. Elles ressemblent aux courroies plates avec des dents espacées régulièrement sur la face inférieure. Les courroies synchrones sont extrêmement utiles dans les applications où l'on se doit de respecter le positionnement et la constance de rapport de vitesses.

David et Brent [25] affirment que le rendement mécanique de la transmission par courroies synchrones peut aller jusqu'à 98 %. Cela est dû à la caractéristique de non glissement et à la faible contrainte de flexion (section mince).

Harrington et Gaynor [26], dans le cadre d'une étude comparative entre les courroie-V et les courroies synchrones confirment que le rendement de ces dernières est constant et qu'il est de beaucoup meilleur comme le montre la figure 17.

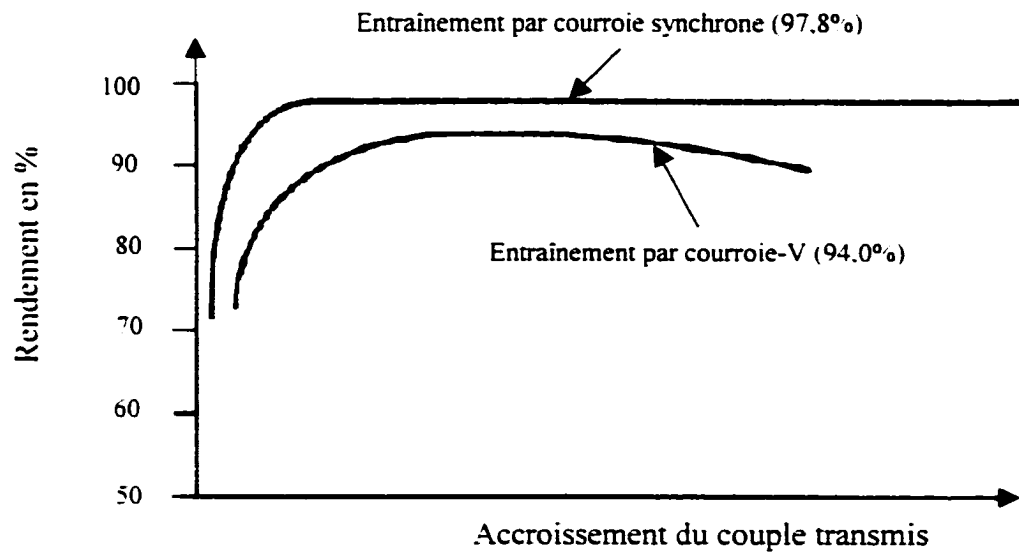


Figure 17 Rendement des courroies¹

Dans les courroies synchrones, la tension statique est plus faible que celle des courroies-V, ce qui allège les charges statiques dans les paliers. Cette tension initiale réduit alors la charge et le couple de démarrage. Dans les applications où la charge est fluctuante, la tension dans les courroies-V est plus élevée que celle des courroies synchrones puisque ces dernières sont caractérisées par une tension auto-générée.

David [27] présente également les divers profils de dents utilisés dans les courroies synchrones (voir figure 18). Leur développement au cours des dernières années s'est fait suite à des études concernant la distribution des contraintes dans la dent.

¹ Tiré et adapté de Harrington et Gaynor [26]

Le premier et le plus courant des profils est celui dont la section est trapézoïdale. Il confère une assez haute concentration de contraintes à la racine de la dent quand la puissance est transmise.

Le profil curviligne quant à lui présente une distribution de déformation plus uniforme transversalement à l'épaisseur de la dent. Le profil curviligne modifié possède différents angles de pression et la résistance au saut de dent est améliorée.

Le profil parabolique présente une amélioration par rapport aux autres profils due à la présence de la rainure au sommet de la dent, provoquant ainsi une déformation localisée.



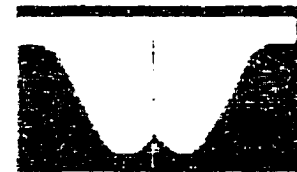
Profil trapézoïdal



Profil curviligne



Profil curviligne modifié



Profil parabolique

Figure 18 Différents profils des dents des courroies synchrones¹

D'après Gary [24], il y a quatre couches qui caractérisent la courroie synchrone reproduites à la figure 19. Tous ses constituants sont intégralement moulés et adhèrent parfaitement entre eux :

¹ Tiré et adapté de David [27]

- a) La denture est faite en élastomère. Elle a la capacité de résister à la chaleur et aux conditions du milieu ambiant ainsi qu'aux agents extérieurs telles que les huiles minérales de lubrification.
- b) Le dos de la courroie est fait également en élastomère. Il assure la protection de la courroie contre les saletés, les huiles et l'humidité. En outre, il protège la courroie contre l'usure due au frottement de contact avec le galet tendeur. Ce qui confère à la courroie une bonne résistance à l'abrasion et au cisaillement ainsi qu'une faible déformation de la dent.
- c) La face de la denture est faite en nylon. Ce matériau possède une haute résistance à l'usure, un faible coefficient de frottement et une excellente résistance à l'abrasion.
- d) La fibre est le muscle de la courroie. La fibre de verre est la plus utilisée vu son haut module d'élasticité et son faible allongement. L'aramide, l'acier et le polyester ont une résistance ultime légèrement plus élevée que la fibre de verre.

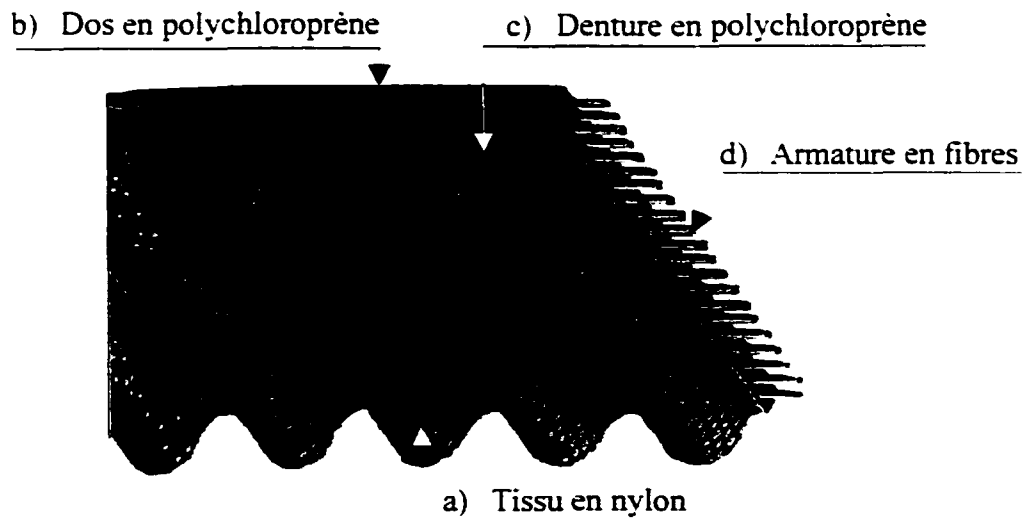


Figure 19 Constituants des courroies synchrones¹

¹ Tiré et adapté de Gary [24]

SDP/SI [6] met en relief les caractéristiques les différents éléments de tension (fibres) des courroies synchrones présentées dans le tableau I.

Tableau I

Caractéristiques relatives à
l'élément de tension (fibre) de la courroie¹

Matériau	Coût	Allongement à la rupture	Module d'élasticité		Résistance à la tension		Changement de la longueur de la courroie en fonction de la température
			Lbs. in. ²	N. mm ²	Lbs. in. ²	N. mm ²	
Polyester	Le plus bas	14%	2 000 000	14 000	160 000	1 100	signifiant
Fibre de verre	Moyen	2.5-3.5%	10 000 000	69 000	350 000	2 400	insignifiant
Aramide (Kevlar)	Élevé	2.5%	18 000 000	124 000	400 000	2 800	insignifiant
Acier	Le plus élevé	2.5%	15 000 000	103 000	360 000	2 500	insignifiant

2.5 L'arc d'enroulement

L'arc d'enroulement est défini comme étant la longueur de contact entre chacune des poulies et la courroie (voir figure 20). Il est exprimé en radian et est donné par les formules suivantes :

¹ Tiré de SDP/SI [6]

Du côté de la petite poulie, l'arc d'enroulement est égale à :

$$\beta_1 = 2\Psi \quad (2.1)$$

Pour la grande poulie, l'arc d'enroulement vaut :

$$\beta_2 = 2(\pi - \Psi) \quad (2.2)$$

Où l'angle d'enroulement Ψ est égal à :

$$\cos \Psi = \frac{r_2 - r_1}{C} \quad (2.3)$$

Avec :

r_1 est le rayon de la petite poulie.

r_2 est le rayon de la grande poulie.

C est l'entraxe des deux poulies.

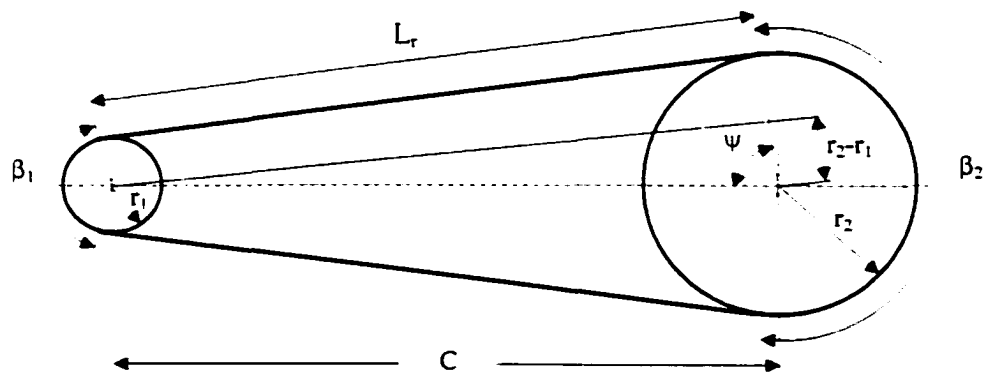


Figure 20 Arcs d'enroulement β_1 et β_2

L_r est appelé longueur du brin rectiligne entre les deux poulies et il est égal à :

$$L_r = C \sin \Psi \quad (2.4)$$

Connaissant la longueur L_c de la courroie, on pourrait également calculer l'entraxe C avec une excellente approximation. En effet, la longueur ABDE est égale à la moitié de la longueur de la courroie comme indiqué sur la figure 21. D'où la relation suivante :

$$\frac{1}{2}L_c = \frac{\pi}{2}r_1 + \sqrt{C^2 + (r_2 - r_1)^2} + \frac{\pi}{2}r_2$$

Ou encore

$$C^2 = \frac{1}{4} \left[L_c - \pi(r_1 + r_2) \right]^2 - (r_2 - r_1)^2 \quad (2.5)$$

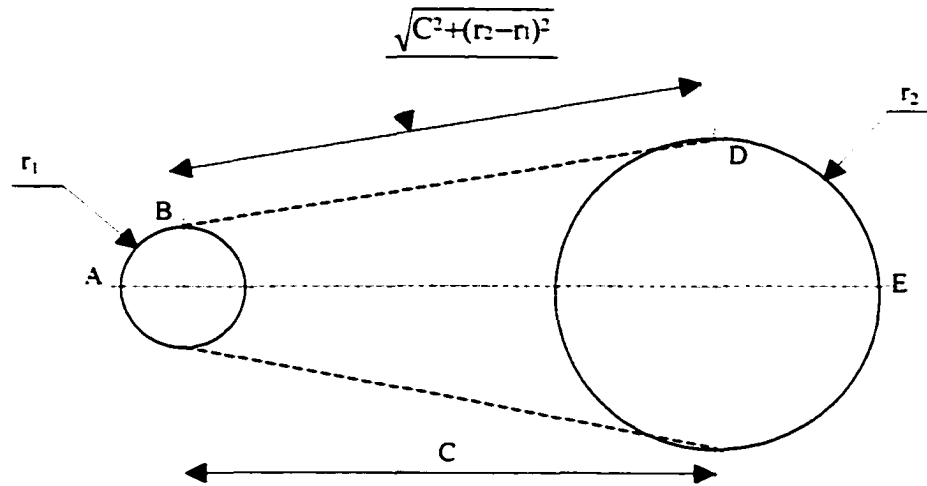


Figure 21 Détermination de l'entraxe C

2.6 Rigidité des courroies

Dalgarno, Day et Childs [28] démontrent la relation entre la rigidité de la courroie synchrone et ses constituants en utilisant la théorie du volume fractionnel et montrent que le module d'élasticité longitudinal de la courroie est donné par :

$$E_c = E_f v_f + E_e v_e \quad (2.6)$$

Où : E_c , E_f et E_e sont respectivement les modules d'élasticité longitudinaux de la courroie, des fibres et de l'élastomère en (N/mm²)

v_f est le volume fractionnel des fibres dans la courroie

v_e est le volume fractionnel de l'élastomère dans la courroie

En se servant de la loi de Hooke, on a la relation suivante :

$$k_c b_c = n E_f A_f + E_e A_e \quad (2.7)$$

Où : k_c est la rigidité de la courroie en N/mm.

b_c est la longueur du pas de la courroie en mm.

n est le nombre de cordes fibreuses.

A_f et A_e sont respectivement les surfaces des fibres et de l'élastomère en (mm²).

Dalgarno et ses collègues affirment également que la contribution de la rigidité de l'élastomère est négligeable par rapport à celle de la fibre et que la rigidité de la courroie est déterminée uniquement par l'élément de tension, ainsi la relation devient :

$$k_c \cong \frac{n E_f A_f}{b_c} \quad (2.8)$$

La figure 22 fait voir le comportement linéaire de la courroie. La réponse non linéaire est due uniquement à la flexion des dents dans les cannelures des poulies puisque l'essai de traction est fait sur l'ensemble des poulies et de la courroie

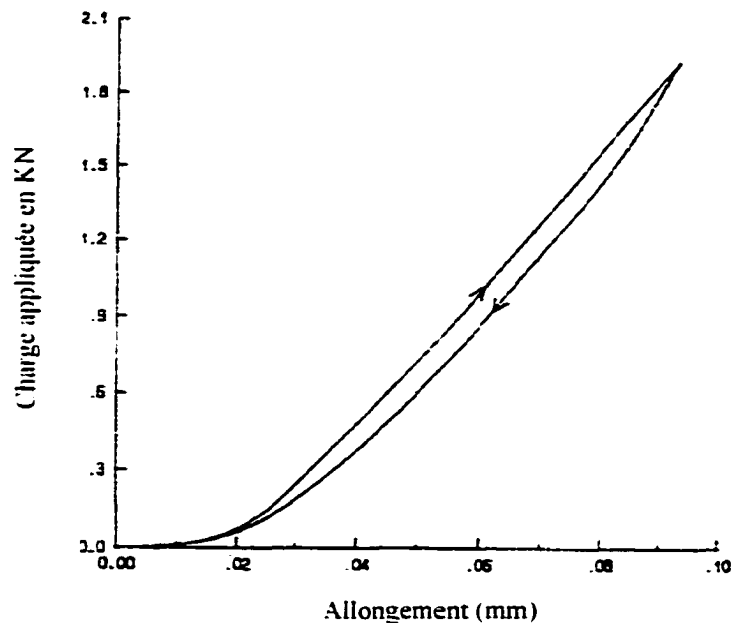


Figure 22 Rigidité d'une courroie synchrone¹

¹Tiré et adapté de Dalgarno, Day et Childs [28]

Par ailleurs, Wallin [29], après maints tests de laboratoire, montre que l'allongement dynamique de la courroie synchrone ainsi que sa rigidité peuvent être quantifiés par le produit du module d'élasticité longitudinal E_c par la section transversale de la courroie.

$$E_c = \frac{F}{A_c} \frac{L_r}{\Delta L} \quad (2.9)$$

Où : A_c est la section de la courroie synchrone en mm^2

F est la tension effective dans la courroie en (N). Elle est due au couple transmis, à la force centrifuge, à la tension statique ou à la combinaison de ceux-ci.

ΔL est l'allongement de la longueur rectiligne du brin en mm.

L_r est la longueur rectiligne du brin en mm.

En outre, Wallin met l'accent sur le fait qu'on peut ajuster l'allongement en faisant varier les paramètres suivants :

- Réduire la tension effective de la courroie.
- Réduire la longueur rectiligne du brin de la courroie.
- Choisir une courroie dont les fibres sont plus rigides.

2.7 Avantages des courroies

Voici une liste non exhaustive des avantages des transmissions par courroies :

- Système d'entraînement très propre comparativement aux chaînes.
- Fonctionnement sans lubrification.
- Amortit et absorbe les chocs dus aux surcharges grâce à l'élasticité du matériau.
- Permet une large sélection de rapports de transmission.
- fonctionnement silencieux par rapport aux engrenages et aux chaînes.
- Rendement mécanique supérieur à 95%.
- Transmet la puissance avec des entraxes de poulies variables.

2.8 Inconvénients

- Nécessité de tendre la courroie périodiquement pour ajuster la tension statique.
- Détérioration si la courroie est exposée aux agents extérieurs tels que les hydrocarbures, les huiles, les acides, etc.
- Ne peut pas être réparée et doit être remplacée en cas de bris ou d'usure excessive.

2.9 Conclusion

Cette deuxième partie nous a permis de mettre en relief les quelques caractéristiques des courroies de transmission et comprendre le comportement macroscopique de cet organe. Naturellement, comme toute autre transmission, l'entraînement par courroies est sujet à différents types de défaillances comme on vient de le voir.

Le réglage de la tension statique demeure donc un aspect de maintenance primordial en ce qui concerne la longévité et le rendement de la courroie et de la transmission. De nos jours, lorsque le technicien de maintenance installe ou remplace une courroie dans une transmission, souvent il n'est pas équipé d'instruments nécessaires pour ajuster la tension de pose. Au moyen des tendeurs à vis, il règle la tension de la courroie qu'il estime en la faisant simplement fléchir avec le doigt. Le résultat dépend toujours de l'habileté et de l'expérience du technicien, et est difficilement reproductible. Aussi est-il préférable de disposer d'un outil de contrôle pour mesurer cette tension avec précision et de façon reproductible.

Cet appareil de mesure permettra d'accroître la longévité de la courroie et des paliers et d'éviter au maximum les dégâts qui peuvent survenir suite à un mauvais réglage de la tension initiale.

CHAPITRE 3

TENSION DANS LA COURROIE

3.1 Introduction

La tension totale requise dans les entraînements par courroies dépend du type de courroie, de la puissance à transmettre et de la charge. Puisqu'il s'avère impossible de mesurer la tension de la courroie en marche (cela est possible uniquement dans les laboratoires), il est nécessaire de mesurer cette tension statiquement, c'est à dire pendant que l'installation est à l'arrêt. Gates Rubber Company [30] considère la méthode de la « Force-Déflexion » à un seul point très commode et elle est la plus utilisée à ce jour. La figure 23 illustre le principe de mesure de la tension statique T_{st} comme décrit au premier chapitre.

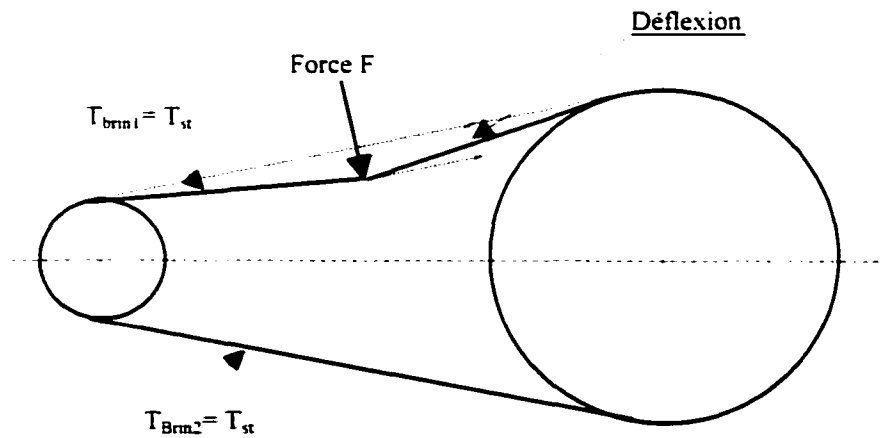


Figure 23 « Force-Déflexion » à un seul point¹

¹ Tiré et adapté de Gates Rubber Company [30]

3.2 Tension dynamique

Lorsque la transmission est en marche, différentes tensions développent dans la courroie. La tension dynamique dans le brin tendu est presque 5 fois plus grande que celle du brin mou, soit un rapport de 5 :1. Par conséquent, les paliers sont beaucoup plus sollicités que les brins de la courroie parce qu'ils supportent une charge égale à la résultante de ces deux tensions. La figure 24 montre la résultante de ces tensions dynamiques.

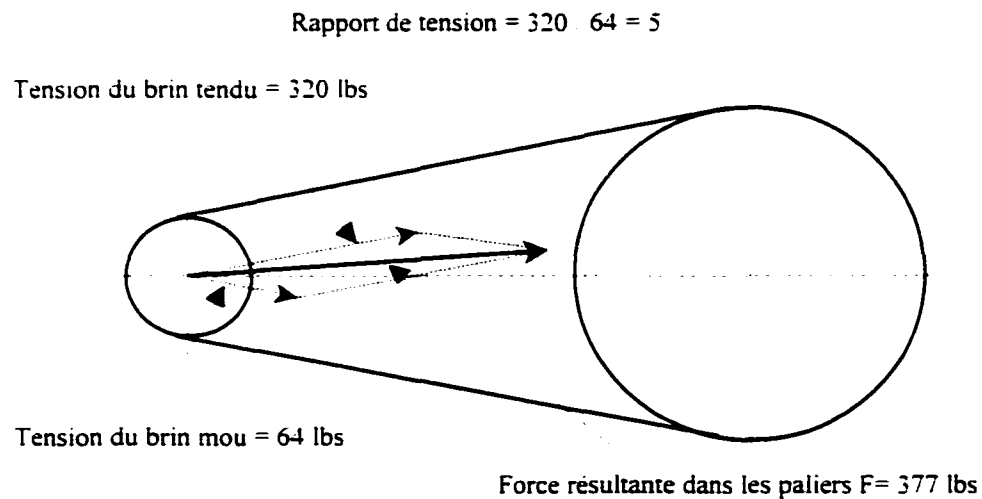


Figure 24 Charge dans les paliers¹

La tension statique T_s demeure tout le temps supérieure à la tension dynamique maximale dans le brin mou et inférieure à celle dans le brin tendu.

Quand la puissance est transmise par des courroies-V, la tension de la charge est supportée par les cordes du brin qui sont localisées dans l'axe neutre de la courroie.

¹ Tiré et adapté de Gates Rubber Company [30]

Comme la courroie tourne autour des poulies, les valeurs les plus élevées de la tension dynamique se trouvent alors tout le long du contact entre la courroie et les poulies, en particulier, dans la plus petite poulie à cause des contraintes de flexion élevées. Ainsi, la courroie est sujette à des tensions variables en particulier aux niveaux des angles d'enroulement.

Joseph & Mischke [31] montrent dans la figure 25 les variations de la tension dynamique dans une courroie. La force la plus élevée, F_1 , se trouvant au point B. C'est à cet endroit qu'on trouve toutes les contraintes possibles dues à la tension de pose T_{st} , à la tension centrifuge T_c et à la tension de flexion T_b dans les gorges de la poulie.

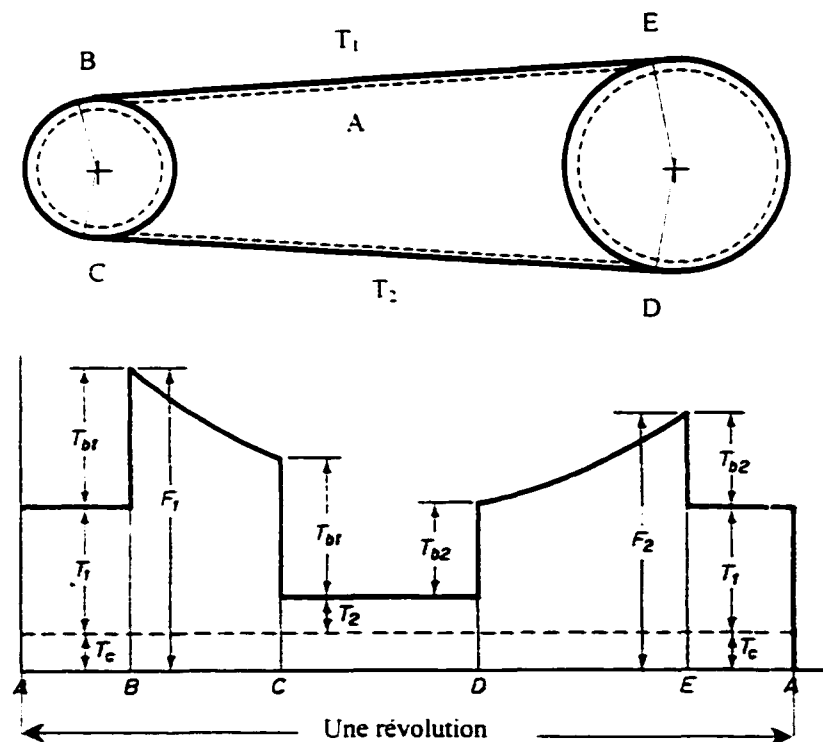


Figure 25 Variation de la tension dans la courroie pour une révolution¹

¹ Tiré et adapté de Joseph & Mischke [31]

La tension effective nécessaire pour transmettre la puissance est égale à $T_1 - T_2$. Les contraintes dues à l'effet dynamique et à la flexion sont indésirables, et on essaie tant bien que mal de les éliminer, sinon de les réduire au maximum.

Ainsi, la force maximale F_1 est égale à :

$$F_1 = T_1 + T_{b1} + T_c \quad (3.1)$$

Similairement, au point E, la force maximale F_2 vaut :

$$F_2 = T_1 + T_{b2} + T_c \quad (3.2)$$

Les forces F_1 et F_2 sont les clés de la conception d'une transmission par courroie-V. Orthwein [32] met l'emphasis sur le fait que les courroies sont conçues de façon à ce qu'elles supportent un certain nombre de pics de forces avant que la défaillance due à la fatigue se produise (voir figure 26). La performance des courroies-V commerciales est mieux déterminée expérimentalement quant à la résistance à la fatigue, compte tenu des variations significatives de leurs propriétés mécaniques et tribologiques spécifiques aux manufacturiers.

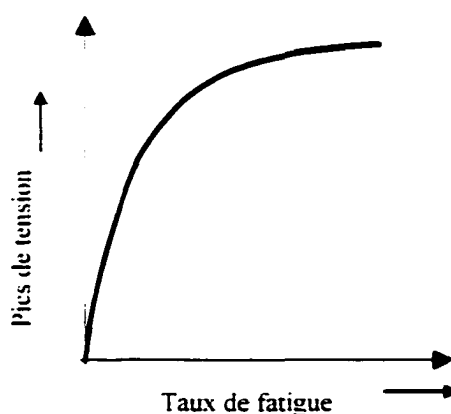


Figure 26 Accroissement des pics de tension dû à la fatigue¹

¹ Tiré et adapté de William [32]

3.3 Équilibre dynamique

3.3.1 Géométrie

On définit θ comme étant l'angle au sommet de la section transversale de la courroie. Cet angle est généralement égal à 40° . Il est légèrement plus grand que celui des gorges des poulies qui varient entre 32° et 38° dépendamment de la taille de la courroie-V et des diamètres des poulies. Ceci oblige la courroie à épouser convenablement les flancs de la gorge dans le but d'augmenter la friction. Ce contact donne naissance à deux forces normales N symétriques par rapport au plan axial et elles sont inclinées de $(\frac{\theta}{2})$ par rapport à l'horizontal. La figure 27 fait voir les composantes de ces deux forces verticales qui s'ajoutent et elles sont égales à $N \sin(\frac{\theta}{2})$.

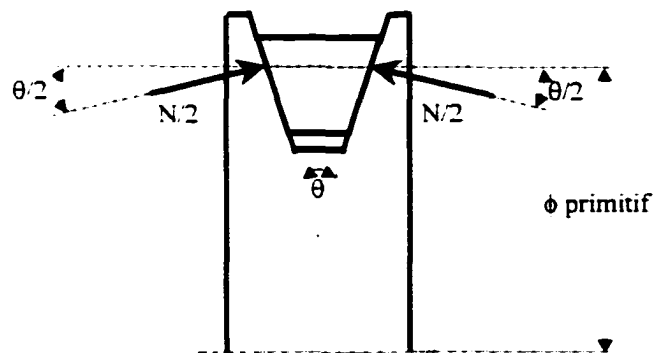


Figure 27 Forces agissant sur les flancs des gorges des poulies

Également, les deux forces tangentielles symétriques qui s'opposent au mouvement sont égales à μdN sachant que μ est le coefficient de frottement du contact. De même, on définit β comme étant l'angle d'enroulement de la courroie avec la poulie. La figure 28 montre un élément de courroie sur un angle d'enroulement infinitésimal $d\psi$.

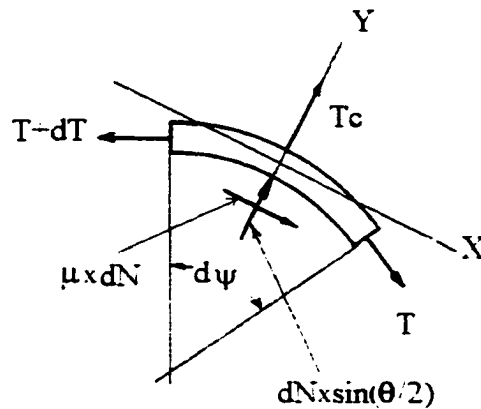


Figure 28 Diagramme du corps libéré¹

3.3.2 Bilan des forces

Afin que l'on puisse déterminer les tensions T_1 et T_2 respectivement dans les brins tendu et mou, on applique les deux équations d'équilibre selon les directions radiale y et tangentielle x de l'élément de courroie pris comme diagramme du corps libéré (D.C.L.) montré dans la figure 28

Le bilan des forces agissant sur l'élément différentiel de la courroie est comme suit :

- T_1 est la tension dans le brin mou en Newton
- $T_1 + dT$ est la tension dans le brin tendu en Newton
- dN est la force normale qui pousse la courroie vers l'extérieur et elle est due à l'action des côtés latéraux de la courroie
- μdN est la force tangentielle en Newton s'opposant au mouvement où μ est le coefficient de frottement cinématique du contact (poulie-courroie).
- T_c est la force centrifuge en Newton qui a tendance à dégager la courroie de la gorge de la poulie. Elle est égale à :

¹ Tiré et adapté de William [32]

$$T_c = w v^2 \quad (3.3)$$

Où :

w est la masse linéique de la courroie en kg/m

v est la vitesse linéaire de la courroie en m/s

Le développement de la relation entre les tensions T_1 et T_2 ne tient pas compte des contraintes dues à la flexion. Elles seront négligées.

$$\sum F_x = 0 \Rightarrow (T + dT) \times \cos\left(\frac{d\psi}{2}\right) - \mu dN - T \cos\left(\frac{d\psi}{2}\right) = 0 \quad (3.4)$$

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow (T + dT) \sin\left(\frac{d\psi}{2}\right) - dN \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) + T \sin\left(\frac{d\psi}{2}\right) - (w v^2) d\psi = 0 \quad (3.5)$$

Puisque $d\psi$ est petit, alors $\cos\left(\frac{d\psi}{2}\right) \cong 1$ et $\sin\left(\frac{d\psi}{2}\right) \cong \frac{d\psi}{2}$ (rad), alors on obtient :

$$(T + dT) - \mu dN - T = 0 \Rightarrow dN = \frac{dT}{\mu} \quad (3.6)$$

$$(T + dT) \frac{d\psi}{2} - dN \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) + T \frac{d\psi}{2} - (w v^2) d\psi = 0 \quad (3.7)$$

Par substitution de l'équation (3.6) par celle (3.7) . on aura:

$$(T + dT) \frac{d\psi}{2} - \frac{dT}{\mu} \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) + T \frac{d\psi}{2} - (w v^2) d\psi = 0 \quad (3.8)$$

dT et $d\psi$ sont infinitésimaux \Rightarrow le produit $dT d\psi \cong 0$. on aura :

$$T d\psi - \frac{dT}{\mu} \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) - (w v^2) d\psi = 0 \quad (3.9)$$

L'arrangement de cette équation nous donne :

$$dT \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) = \mu d\psi (T - w v^2) \quad (3.10)$$

$$\frac{dT}{(T - w v^2)} = \frac{\mu d\psi}{\sin\left(\frac{\theta}{2}\right)} \quad (3.11)$$

Puisque la tension T varie de T_1 à T_2 et que ψ se trouve entre 0 et β , l'intégration entre ces limites nous donne :

$$\int_{T_1}^{T_2} \frac{dT}{(T - w v^2)} = \int_0^\beta \frac{\mu d\psi}{\sin(\frac{\theta}{2})} \quad (3.12)$$

L'évaluation de cette intégrale définie nous donne :

$$\ln\left(\frac{T_1 - w v^2}{T_2 - w v^2}\right) = \frac{\mu \beta}{\sin(\frac{\theta}{2})} \quad (3.13)$$

$$\frac{T_1 - w v^2}{T_2 - w v^2} = e^{\frac{\mu \beta}{\sin(\frac{\theta}{2})}} \quad (3.14)$$

Ou en sachant que $T_c = w v^2$, on aura :

$$\frac{T_1 - T_c}{T_2 - T_c} = e^{\frac{\mu \beta}{\sin(\frac{\theta}{2})}} \quad (3.15)$$

La force T_2 dans le brin tendu dépend de la tension de pose T_{st} , de la tension centrifuge T_c , du coefficient de frottement μ entre la courroie et les poulies, de l'angle au sommet θ de la section trapézoïdale de la courroie et de l'angle d'enroulement β .

Spotts et Shoup [33] font voir la variation du rapport $\frac{T_2}{T_1}$ en fonction de l'angle d'enroulement ψ comme le montre la figure 3.7. D'après ce graphique, on remarque bien que pour un arc d'enroulement égal à π (le diamètre des poulies est identique, $\beta_1 = \beta_2 = \pi$), c'est à dire pour un angle d'enroulement $\psi = \frac{\pi}{2}$, le rapport $\frac{T_2}{T_1}$ vaut 5.

En pratique, la vitesse linéaire v et la masse linéique de la courroie sont suffisamment faibles pour que le terme $(w v^2)$ puisse être négligé dans la relation (3.15). De plus, à l'heure actuelle, l'angle au sommet θ de la section transversale de la courroie est rendu presque normalisé et il est au voisinage de 40° . Si l'on prend un coefficient de frottement entre la courroie et la poulie $\mu = 0.3$, et que l'on considère que $\beta_1 = \beta_2 = \pi$, alors d'après la relation (3.15), le rapport $\frac{T_2}{T_1}$ vaut 5 comme le confirme la figure 29.

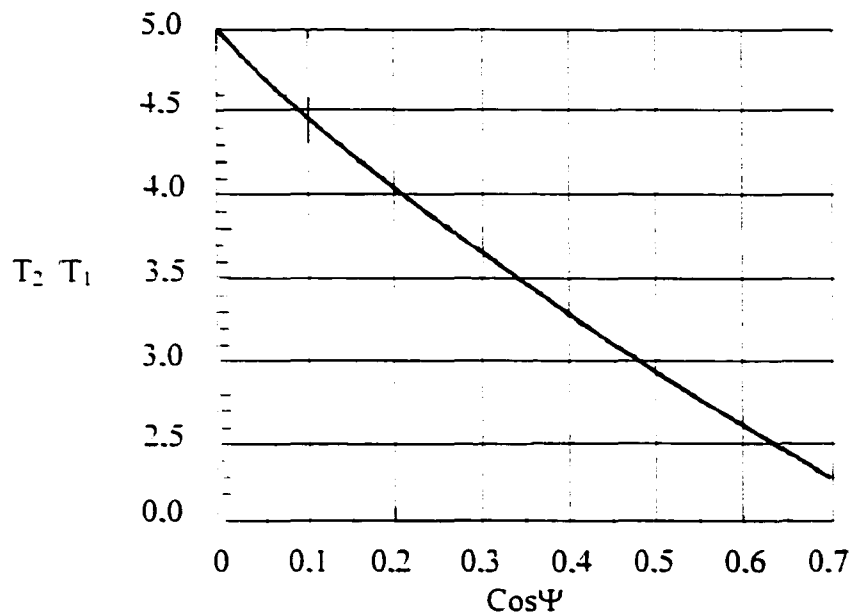


Figure 29 Variation du rapport T_2/T_1 en fonction de l'angle d'enroulement ψ^1

3.4. Tension statique

Les tensions de fonctionnement T_1 et T_2 respectivement dans les brins mou et tendu dans la courroie sont dues à la présence d'une tension de pose initiale. C'est cette tension qui donne naissance à des forces de contact, entre la courroie et la poulie, nécessaires à l'entraînement sans glissement. La figure 30 montre les tensions statiques dans les brins de la courroie.

Au repos, la tension statique est égale :

$$T_{st} = T_1 = T_2 \quad (3.16)$$

En fonctionnement,

$$T_1 = T_{st} - \Delta T \quad \text{et} \quad (3.17)$$

$$T_2 = T_{st} + \Delta T \quad (3.18)$$

¹ Tiré et adapté de Spotts & Shoup [33]

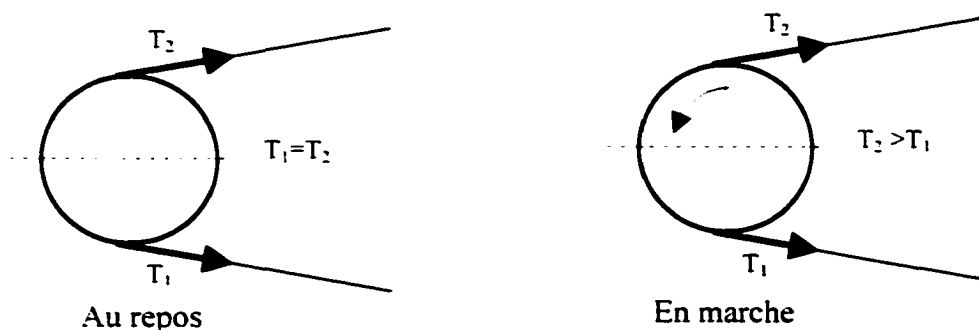


Figure 30 Tensions dans la courroie

En faisant la somme des deux relations (3.17) et (3.18), on a la formule suivante :

$$T_{st} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (3.19)$$

Les manufacturiers recommandent des tensions statiques dont les valeurs sont basées sur les formules de la méthode « Force-Déflexion » à un point que l'on retrouve dans la plupart des catalogues de courroies de transmission. À titre d'exemple, le tableau II extrait du catalogue Dayco Carlisle [4] donne un aperçu des tensions statiques préconisées pour les courroies synchrones.

En réalité, la tension statique calculée par la relation (3.19) est plus petite que celle calculée par la formule semi-empirique proposée par les manufacturiers puisque dans cette dernière il est tenu compte des conditions de service de la courroie (voir des exemples de calcul de la tension statique à l'annexe 1).

Gates Rubber Company [30] précise que lors de l'installation d'une courroie neuve, la tension statique doit être plus élevée, généralement 1.4 à 1.5 fois la tension statique T_{st} normale publiée par les manufacturiers. Cet excès de tension est nécessaire compte tenu de sa diminution durant le fonctionnement après qu'elle se soit replacée convenablement dans les rainures des poulies. En outre, cette surtension a un effet négligeable sur les paliers de l'entraînement puisqu'elle est d'une durée très courte.

Tableau II

Extrait du catalogue Dayco Carlisle pour illustrer
les tensions statiques d'une courroie synchrone¹

Type de courroie	Largeur de la courroie en (mm)	Tension statique minimum en (lbs) par brin
2mm GT ²	4	1.3
	6	2.0
	9	3.0
	12	4.0
5mm GT ²	9	8.4
	15	14.1
	20	18.7
	25	23.4

Pour la maintenance d'une courroie qui est déjà fonctionnelle, la tension statique peut varier de 1.2 à 1.3 fois la tension statique T_s .

La figure 31 fait voir les marges de tension statique préconisées par les manufacturiers lors d'une nouvelle ou ancienne installation de transmission par courroies.

Les calculs de ces tensions statiques sont faites par courroie et par brin. Dans le cas où il y a un jeu de courroies utilisées dans l'entraînement, la tension statique obtenue par la méthode de la « Force-Déflexion » à un point sera multipliée par le nombre de courroies.

¹ Tiré et adapté de Dayco Carlisle [4]

² Courroie PowerGrip dont le profil de la dent est curviligne modifié (voir figure 2.9 du chapitre 2)

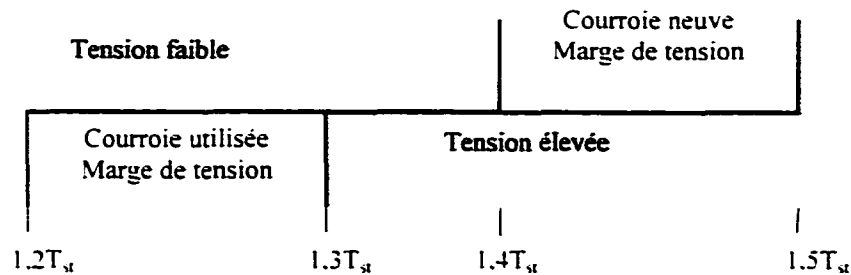


Figure 31 Variation de la tension statique¹

3.4.1 Méthode de mise en tension

Ce paragraphe traite de deux méthodes de mise en tension qui assurent un bon réglage de la tension en tenant compte de l'allongement de la courroie.

Roland [21] précise que l'adaptation des flancs de la courroie dans les gorges de la poulie ainsi qu'un tassement interne des constituants ont pour effet de faire diminuer la tension de pose installée.

Une tension statique appliquée à une courroie neuve, correspondant à un allongement $A_i\%$ diminue dans le temps pour se stabiliser à un allongement efficace $A_{ef}\%$ quasiment égal à la moitié de l'allongement installé $A_i\%$.

Roland [21] ajoute également que pour ajuster la tension initiale, on se doit de connaître l'allongement efficace après rodage de la courroie de 24 heures. Il présente dans le tableau III les allongements efficaces pour divers types de constituants de la courroie et des conditions de fonctionnement.

¹ Tiré et adapté de Gates Rubber Company[30]

Tableau III

Allongement efficace $A_{ef}\%$ d'après la nature des courroies-V et les conditions de fonctionnement¹

Nature des courroies	Couples moteur et résistant uniformes	Couple moteur ou résistant variable	Couple moteur ou résistant très variable
Courroies étroites	0.6%	0.8%	1%
Courroies classiques	0.5%	0.6%	0.8%

- **Mise en tension en une seule fois**

Cette méthode consiste à tendre la courroie avec un allongement $A_1\%$ égal à deux fois l'allongement efficace ($2 \times A_{ef}\%$). Après une période de rodage de 24 heures, l'allongement de la courroie se stabilise à une valeur appelée allongement efficace ($A_{ef}\%$) comme le montre la figure 32

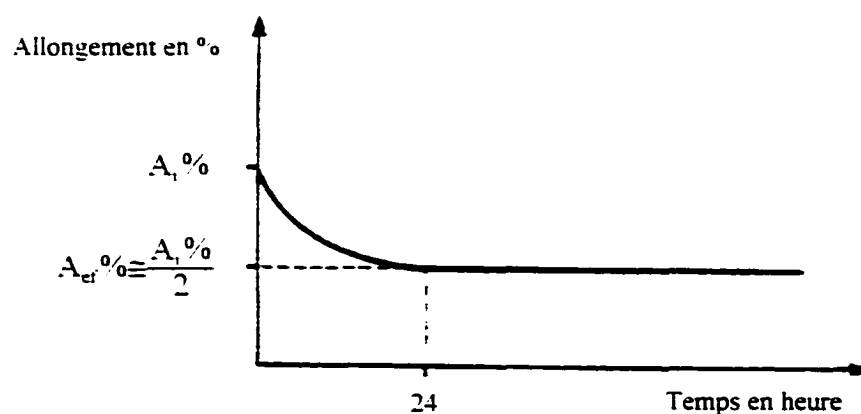


Figure 32 mise en tension en une fois²

¹ et ² Tirés et adaptés de Roland [21]

Cette méthode présente l'inconvénient de surcharger les paliers pendant ce régime transitoire mais elle permet d'ajuster la tension en une seule fois.

- **Mise en tension en deux fois**

La première mise en tension $A_1\%$ correspond à une valeur presque égale à $\frac{4}{3}A_{ef}\%$. Après 24 heures de rodage, cet allongement chute de la moitié. On retend de nouveau la courroie de $A_1\%$ pour atteindre après ce second rodage la valeur de $A_{ef}\%$ comme montré dans la figure 33.

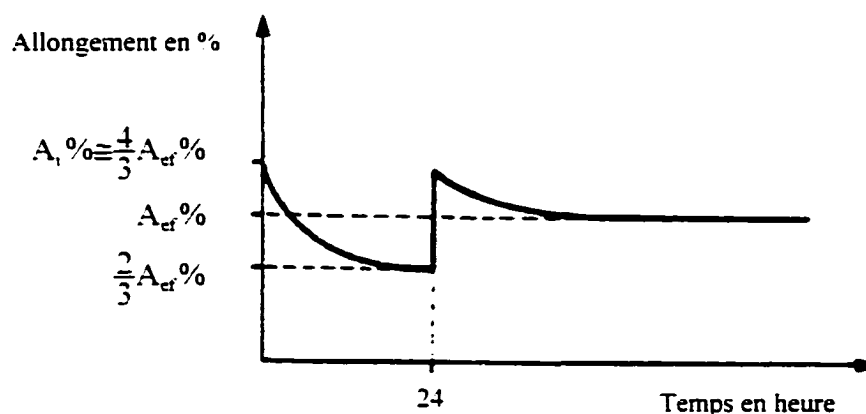


Figure 33 Mise en tension en deux fois¹

Cette méthode permet d'éviter de surcharger les paliers mais impose deux interventions pour ajuster la tension statique. En pratique, pour l'une ou l'autre méthode, on se doit de tendre légèrement la courroie une fois montée sur les poulies, de tracer deux repères sur le dos de la courroie, de mesurer la distance les séparant et de tendre progressivement jusqu'à ce que cette longueur soit augmentée du pourcentage figurant dans le tableau III.

¹ Tiré et adapté de Roland [21]

3.5 Conclusion

Ce chapitre donne une idée assez claire sur les grandeurs des tensions dynamiques des courroies-V et synchrones dues essentiellement à la tension de pose T_{st} installée à l'arrêt de l'entraînement. Il est certain qu'on ne peut guère échapper à la présence des tensions centrifuges, de flexion et de fatigue dans la transmission. Toutefois, on est en mesure de les réduire dans le but de diminuer la tension effective dans la courroie et, par conséquent, d'allonger sa durée de vie et de réduire surtout les charges dans les paliers.

Également, il ne faut pas perdre de vue les deux méthodes de mise en tension préconisées par Roland [21] lors de la maintenance ou de l'installation d'une nouvelle courroie qui, nécessitant la connaissance de l'allongement efficace, constituent aussi une manière non sans importance pour un bon réglage de la tension statique.

CHAPITRE 4

CONCEPTION DU DISPOSITIF DE MESURE DE LA TENSION

4.1 Introduction

La méthode de réglage de la tension de pose dans les courroies de transmission la plus employée jusqu'à date utilise le principe de la « Force-Déflexion » à un seul point comme décrit au premier chapitre. Bien que cet instrument est bon marché, son utilisation n'est pas pratique étant donné, d'une part, qu'elle exige de placer une corde ou une règle pour pouvoir mesurer la déflexion, et d'autre part, il présente l'inconvénient d'être étalonné chaque fois que les paramètres de la transmission varient (longueur rectiligne L_r , couple, ...).

Dans le cadre de ce projet, afin de mesurer correctement la tension statique dans la courroie, il a été proposé de concevoir un appareil basé sur le principe de la « Force-Déflexion » à trois points. Ce système de mesure a été testé pour une tension imposée en fonction de trois variables : 1) la position du système de mesure par rapport au milieu de la portée des poulies, 2) l'écartement des doigts du système de mesure, et 3) la déflexion imposée.

4.2 Principe

L'appareil de mesure à trois points a été développé et offre une simple méthode pour contrôler avec précision la tension statique de la courroie. Le principe de mesure consiste à imposer une force transversale F à la section de la courroie dans le but de produire une déflexion v étroitement liée à la tension statique T_{st} .

La figure 34 montre la répartition équilibrée des forces en chacun des trois points. Le point intermédiaire qui est la source de la déflexion se trouve au milieu des deux doigts qui supporte chacun la moitié de la force transversale.

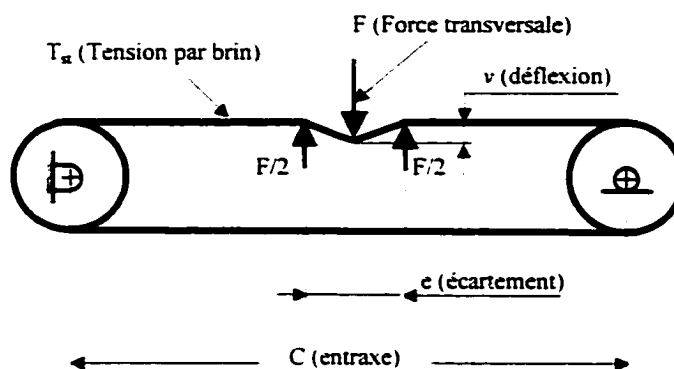


Figure 34 Principe de la « Force-Déflexion » à trois points

La déflexion v est facilement contrôlée en tournant manuellement la vis, tandis que la force transversale est donnée par les jauges de déformation calibrées et collées dans le corps de l'appareil comme le montre la figure 35. Le système est conçu de façon à être testé avec deux écartements différents ($e=60$ mm ou $e=100$ mm) et une déflexion pouvant aller jusqu'à 10 mm. L'écartement inférieur est limité à 60 mm pour éviter de détériorer la courroie par cisaillement, tandis que la limite supérieure est imposée de façon à accéder même à des transmissions où l'espace est réduit.

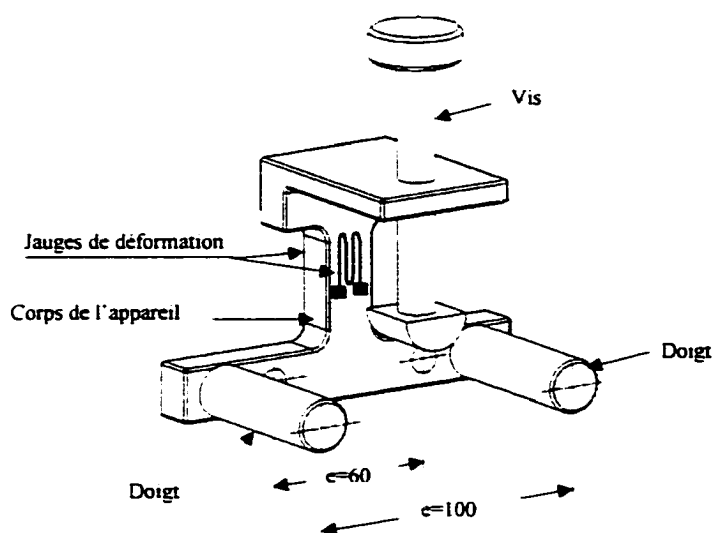


Figure 35 Appareil à trois points

L'utilisation de cet appareil impose donc, comme pour la méthode de la « Force-Déflexion » à un point, la connaissance des tensions statiques par brin et par courroie préconisées par les manufacturiers pour différents types de courroies de transmission.

4.3 Conception de l'outil de mesure

Afin que l'outil nous permette de faire varier un maximum de paramètres liés à la mesure de la tension de pose, une première analyse nous a permis de faire le choix des matériaux des diverses pièces constituant cet outil (rigidité, légèreté, ...), et d'obtenir une géométrie assez compacte permettant l'accessibilité à des entraînements à espace réduit.

Il faut bien noter que le dispositif de mesure doit être peu déformable puisque la mesure de la tension statique est basée sur le principe de la « Force-Déflexion » à trois points.

4.3.1 Poids du dispositif de mesure

C'est un facteur à considérer puisque c'est le brin de la courroie qui supporte le poids de cet instrument. Donc, une masse réduite évite une pré-déflexion prononcée qui peut être une source d'inexactitude des prises de mesures expérimentales. Ce qui nous a obligé, dans un premier temps, à réduire l'encombrement de ce dispositif dans le but d'accéder aux entraînements à espace réduit, et dans un second temps, d'alléger les membrures qui le constituent. À titre d'exemple, l'aluminium a été choisi comme matériau pour le corps qui constitue la pièce maîtresse dans cet instrument. La figure 36 donne une idée claire sur l'allure dudit corps.

Pour ce qui est de la vis qui permet d'appliquer la déflexion, elle est en acier pour des raisons de résistance à l'usure des filets. Quant aux deux doigts qui servent d'appui à la courroie, étant donné qu'ils sont sollicités en flexion, ils sont également en acier. Des

tubes pourront être envisagés pour optimiser davantage le poids. Leur section est circulaire pour réduire le frottement avec la courroie.

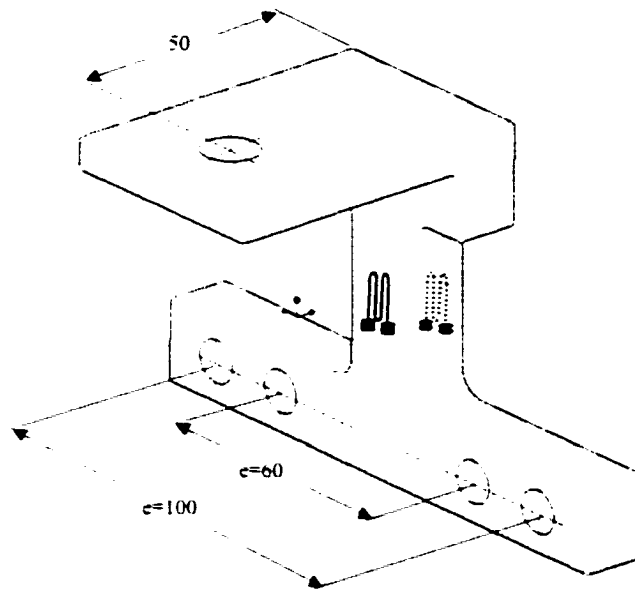


Figure 36 Vue en 3D du corps

4.3.2 Rigidité du dispositif

L'encombrement de toutes les pièces de ce système de mesure est réduit de façon à ce qu'il soit rigide en tout temps en particulier en ce qui concerne les deux doigts et la section de l'âme du corps sur lequel les deux jauges de déformation sont collées, latéralement opposées. Un calcul préalable de résistance nous a permis de dimensionner le corps pour avoir une déformation permettant de donner un signal de sortie significatif.

La figure 37 montre le bras de levier de la force transversale par rapport à la section instrumentée du corps du dispositif de mesure. Les deux déformations ε_1 et ε_2 dans la section du corps sont de signes opposés, la raison pour laquelle les deux jauges sont montées en demi pont.

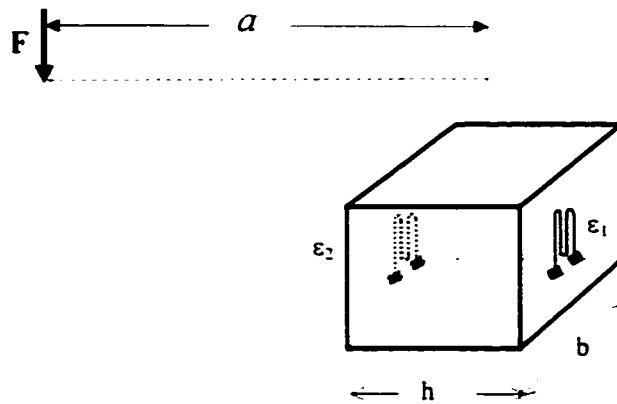


Figure 37 Déformation dans la section du corps

Ainsi, en appliquant la formule de la contrainte due au moment de flexion, on a :

$$\sigma = \pm \frac{6M}{bh^2} \quad (4.1)$$

Où M est le moment de flexion, qui dans ce cas est égal à :

$$M = Fa \quad (4.2)$$

Avec :

F est la force transversale appliquée en tournant la vis.

a est bras de levier de la force transversale.

b et h étant les dimensions de la section de l'âme du corps.

La lecture de la déformation des deux jauges est donnée par :

$$\epsilon_{\text{tot}} = \epsilon_1 + \epsilon_2 \quad (4.3)$$

En appliquant la loi de Hooke, la déformation est :

$$\epsilon_{\text{tot}} = \frac{2\sigma}{E} \quad (4.4)$$

Où E est le module d'élasticité longitudinal du corps.

Par substitution, on aura :

$$\epsilon_{\text{tot}} = \frac{12Fa}{bh^2E} \quad (4.5)$$

Donc, connaissant le module d'Young E et la valeur maximale de la force transversale F et dans le but d'avoir une déformation ϵ_{tot} assez significative, les paramètres a , b et h sont fixés comme suit : $a=50$ mm; $b=20$ mm et $h=15$ mm.

Donc, pour une variation de la force transversale allant jusqu'à 600 N, on obtient une déformation correspondante de 1100×10^{-6} .

4.3.3 Écartement des doigts

La distance entre les deux doigts d'appui influera directement la force à appliquer sur le brin de la courroie qui est tendu à une tension initiale T_s . Pour des raisons de légèreté, on a prévu uniquement deux écartements pour réaliser les essais expérimentaux. En tenant compte de la section des courroies, en particulier celles qui sont trapézoïdales et également du diamètre des doigts d'appui, l'écartement minimal des doigts est limité à $e=60$ mm. Par contre, la seconde position a été fixée à $e=100$ mm.

La figure 38 montre le système de mesure de la tension, muni des jauges collées sur le corps. Les doigts sont montés dans une position pour laquelle l'écartement est égal à $e=100$ mm.

La variation des écartements des doigts entre ces deux extrêmes limites sera réalisée en faisant des simulations par la méthode des éléments finis pour une meilleure performance de l'appareil.

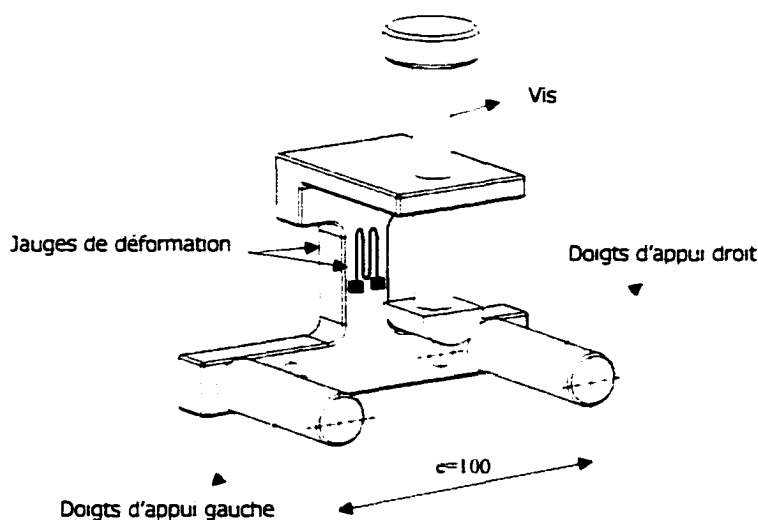


Figure 38 Dispositif de mesure de la tension statique

4.4 Résistance du dispositif

Lors des prises de mesures, le dispositif subit des déflexions sous l'action de l'effort transversal appliqué en poussant le brin de la courroie qui est déjà prétendu à une tension initiale T_0 . La figure 39 montre l'allure des déformées pour les différentes membrures du dispositif.

D'après Lê et Champlaud [34], la déflexion v_1 de la déformée 1 indiquée à la figure 39 est donnée par :

$$v_1 = \frac{-F}{6E_1 I_1} [(x-a)^3 - x^3 + 3ax^2] \quad (4.6)$$

En remplaçant x par a , on a :

$$v_1 = \frac{-Fa^3}{3E_1 I_1} \quad (4.7)$$

Il en est de même pour la déformée 2, en sachant que chaque doigt supporte la moitié de la force transversale, la déflexion v_2 est donnée par :

$$v_2 = \frac{-F}{12E_2I_2} [(x-a)^3 - x^3 + 3ax^2] \quad (4.8)$$

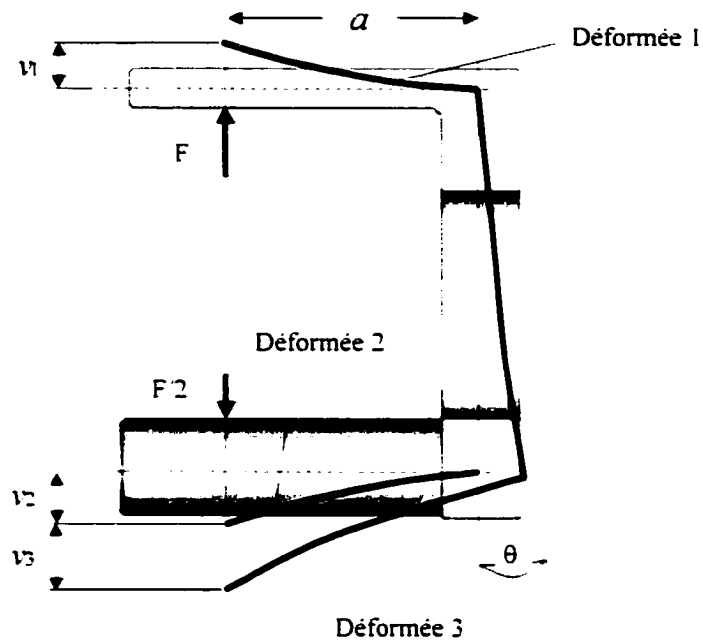


Figure 39 Déformées des membrures

En remplaçant x par a , on a :

$$v_2 = \frac{-Fa^3}{6E_2I_2} \quad (4.9)$$

La déflexion de la déformée 3 de l'âme centrale du corps est donnée par :

$$v_3 = a\theta \quad (4.10)$$

Où v_2 et θ sont donnés par. d'après Lê et Champlaud [34] :

$$v_3 = \frac{-Fa}{2E_2I_2} [x^2 - (x-a)^2] \quad (4.11)$$

$$\theta(x) = \frac{dv_3}{dx} = \frac{-Fa}{2E_1I_1} [2x - 2(x-a)] \quad (4.12)$$

En remplaçant x par a , les relations (4.11) et (4.12) deviennent :

$$\theta = \frac{-Fa^2}{E_1 I_1} \quad (4.13)$$

$$v_3 = \frac{-Fa^3}{E_1 I_1} \quad (4.14)$$

Donc, la déflexion totale du dispositif est égale à :

$$v_{tot} = v_1 + v_2 + v_3 \quad (4.15)$$

Où encore,

$$v_{tot} = -\left(\frac{4Fa^3}{3E_1 I_1} + \frac{Fa^3}{6E_2 I_2}\right) \quad (4.16)$$

Compte tenu de la valeur maximale de la force transversale F qui peut être appliquée dans la courroie, la déflexion totale du dispositif due à la flexion demeure négligeable par rapport à celle de la courroie et elle est de l'ordre de 1% de celle de la courroie.

4.5 Calibrage de l'appareil

Pour établir une corrélation entre la déformation ε de l'âme du corps lue sur le pont de Wheatstone et la force transversale F correspondante, on se doit de calibrer l'appareil. À cet effet, pour s'assurer de l'exactitude de l'étalonnage, la corrélation est faite de deux manières

4.5.1 Premier calibrage

Le principe consiste à placer une plaque en acier de section de 51.4 mm par 1.85 mm sur les deux doigts du dispositif et appliquer une force centrale en faisant tourner la vis. La figure 40 reproduit ce principe de calibrage.

D'après Lê et Champlaud [34], la déflexion au centre de la plaque est donnée par la relation suivante :

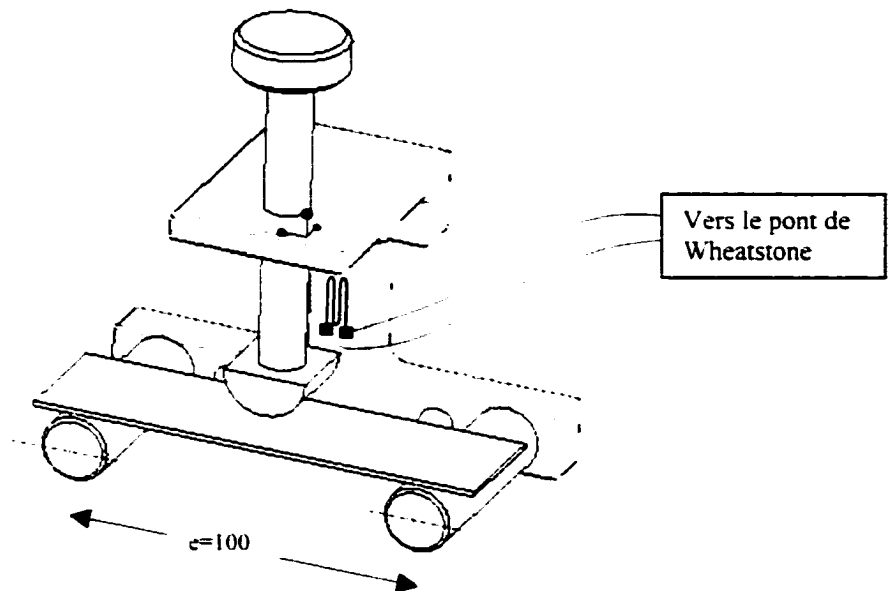


Figure 40 Premier montage de calibrage

$$v = \frac{F e^3}{48 E I} \quad (4.17)$$

Où :

F est la force transversale centrale à calculer.

e est l'écartement des doigts d'appui de la plaque (e=100 mm).

E est le module d'Young de la plaque.

I est le second moment quadratique de la plaque.

Pour chaque déflexion mesurée v_{mes} au moyen d'un comparateur à cadran placé sous la plaque correspond une déformation ε_{luc} de la section du corps lue sur le pont de Wheatstone et à une force transversale calculée F_{cal} par la relation (4.17) qui devient :

$$F_{cal} = \frac{48 v_{mes} E I}{e^3} \quad (4.18)$$

Le tableau IV ci-dessous présente les mesures de ce calibrage.

Tableau IV

Variation de la déflexion mesurée en fonction
de l'effort transversal calculé et de la déformation lue

Déflexion v_{mes} en mm	Effort transversal F_{cal} en N	Déformation de la section ε ($\times 10^{-6}$)
0.00	0	0
0.05	60	72
0.10	121	169
0.16	193	295
0.21	253	420
0.27	325	550
0.31	374	630
0.37	446	770
0.42	506	870

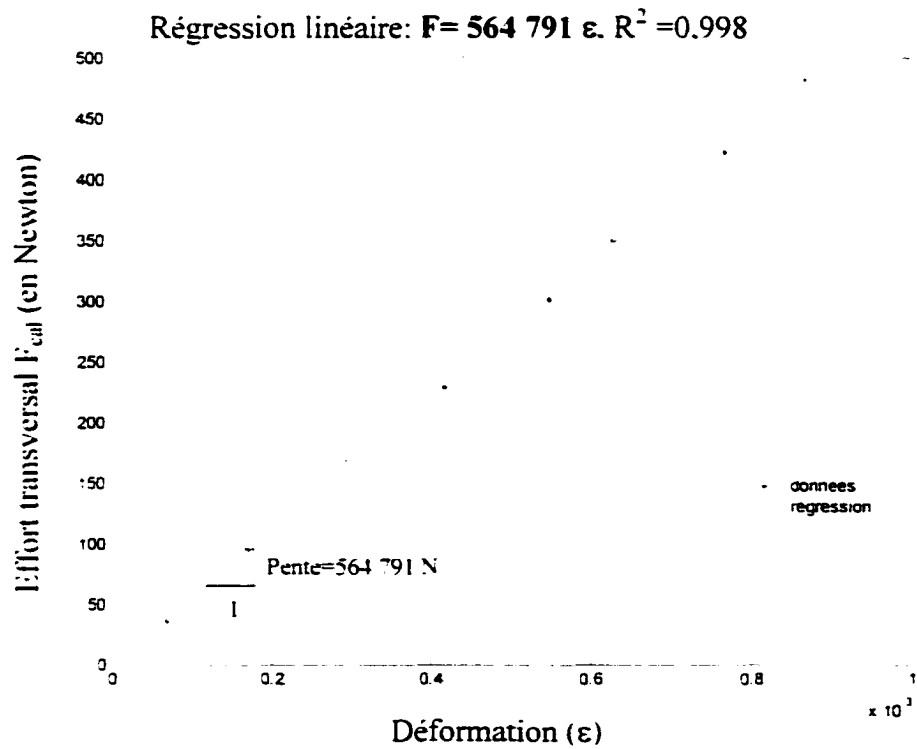


Figure 41 Variation de la charge en fonction de
la déformation (premier calibrage)

Le tracé présenté dans la figure 41 ci-dessus met en relief le comportement linéaire de l'effort transversal en fonction de la déformation avec un coefficient de détermination R^2 quasiment égal à 1. En utilisant un programme de régression linéaire fait dans Matlab (voir annexe 3), la pente, qui est définie comme étant la constante de corrélation, est égale à 564 791 N.

4.5.2 Second calibrage

Le principe consiste à fixer le dispositif appuyé sur les doigts et appliquer des charges dans la direction de l'axe de la vis comme le montre la figure 42. Donc, pour chaque poids appliqué, on lit directement la déformation dans la section du corps.

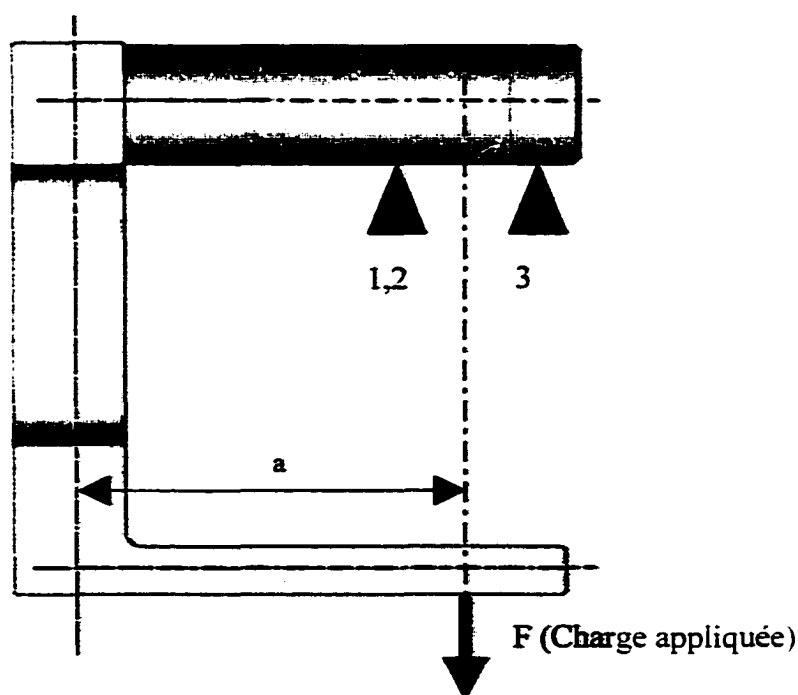


Figure 42 Second montage de calibrage

Ce calibrage est plus direct que le précédent. Le tableau V fait voir les déformations lues sur le pont de Wheatstone correspondant aux forces transversales.

Tableau V

Variation de la charge appliquée en
fonction de la déformation lue

Effort transversal F en N	Déformation de la section ε ($\times 10^{-6}$)
0	0
49	88
137	245
226	402
314	558
402	715
490	869

Régression linéaire: $F = 564\,358 \varepsilon$, $R^2 = 0.99999$

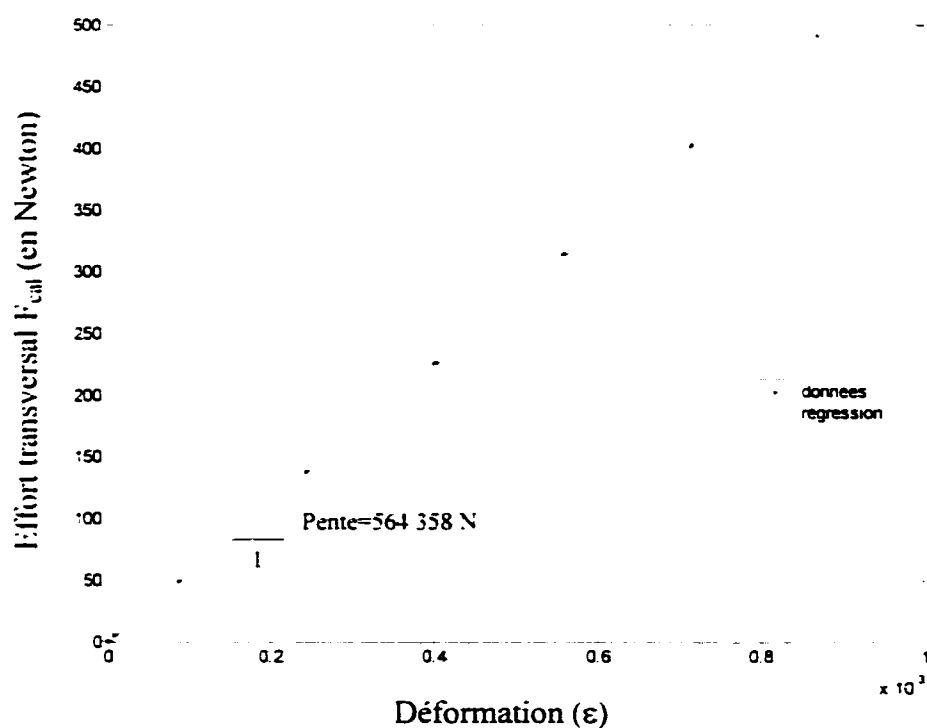


Figure 43 Variation de la charge en fonction de
la déformation (second calibrage)

La figure 43 ci-dessus reproduit la variation de la charge en fonction de la déformation avec une courbe de tendance linéaire presque parfaite ($R^2 = 0.9999$). La constante de corrélation étant égale à 564 358 N.

Par conséquent, l'idée de calibrer le dispositif avec deux manières différentes nous a permis de nous assurer de l'exactitude de cette constante de corrélation puisque dans les deux cas les pentes sont quasiment identiques. La valeur moyenne de la constante de corrélation est égale 564 500 N. D'où la relation qui lie l'effort transversal et la déformation :

$$F = 564\,500 \, \varepsilon \quad (4.19)$$

4.6 Conclusion

La conception, l'étude de la résistance des matériaux du dispositif de mesure de la tension statique d'une courroie et son calibrage qui ont fait l'objet de ce chapitre nous ont permis, dans un premier temps, d'avoir une idée claire sur l'allure et l'encombrement de cet outil et de pouvoir mener par après les mesures expérimentales, dans un deuxième temps.

Il est clair que cette étude préalable ne constitue pas le produit fini puisque ce dispositif de mesure peut être amélioré en tout ce qui a trait à la compacité, à la légèreté et à la technique d'appliquer l'effort transversal dans la section de la courroie. Par conséquent, une autre étape d'optimisation de la conception de cet instrument demeure utile après avoir été assuré de sa performance et sa fiabilité.

CHAPITRE 5

EXPÉRIMENTATIONS

5.1 Montage expérimental

Le montage qui nous permet d'effectuer les expérimentations doit être rigide pour des prises de mesures précises et fiables. La figure 44 montre les différentes composantes dudit montage. Comme tout entraînement par courroies, le montage comprend quelques pièces maîtresses telles que la courroie, les deux poulies et les paliers. Une des poulies étant immobile et supportée par deux paliers lisses fixes, tandis que l'autre est libre en translation. Pour imposer une tension statique dans la courroie, on accroche des masses à l'extrémité d'un câble qui s'enroule sur une poulie de renvoi pour tirer sur le palier libre de la poulie.

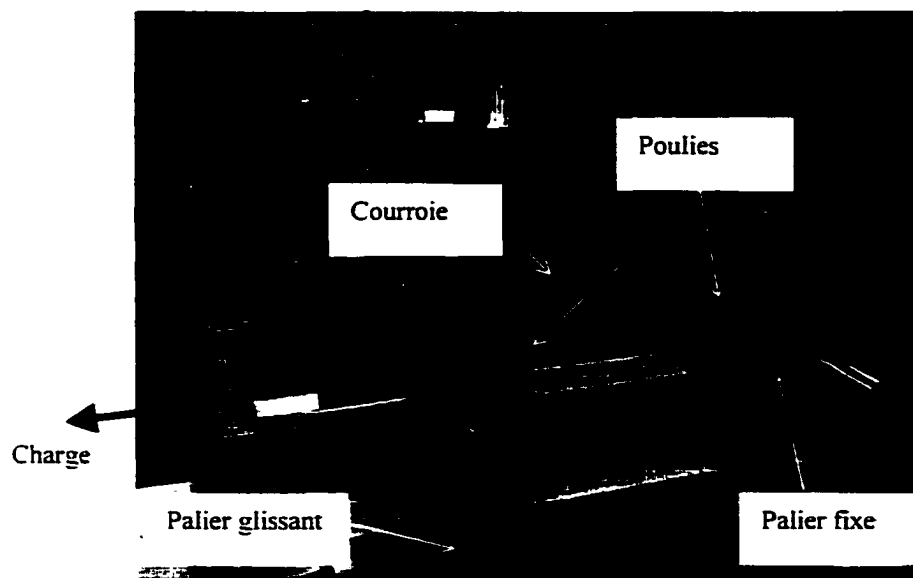


Figure 44 Montage expérimental

5.2 Principe de mesure

Le principe de mesure comprend quatre étapes :

- Imposer une tension statique T_{st} dans chacun des deux brins de la courroie.
- Installer le dispositif de mesure de la tension sur le brin supérieur de la courroie.
- Mettre à zéro le lecteur de la déformation et chacun des trois comparateurs à cadran de mesure de la déflexion.
- Tourner la vis de l'appareil pour imposer une déflexion centrale perpendiculaire à la section transversale de la courroie.

Deux comparateurs à cadran sont placés au dessus des deux doigts gauche et droit pour mesurer respectivement les déflexions v_g et v_d de la courroie. L'autre comparateur intermédiaire mesure la déflexion centrale totale $v_{cent\ mes}$. La figure 45 fait voir les différentes composantes du montage expérimental.

Comparateur gauche (v_g)

Comparateur droit (v_d)



Comparateur intermédiaire ($v_{cent\ mes}$)

Figure 45 Principe de mesure

La déflexion centrale produit à son tour une force transversale F . Pour chaque déflexion imposée, on enregistre la déformation des jauges et les déflexions lues sur les comparateurs. La figure 45 ci-dessus reproduit le principe de mesure de la tension statique d'une courroie trapézoïdale.

5.2.1 Variation des paramètres

Dans un premier temps, on impose une tension statique T_s et un entraxe C entre les deux poulies. On place le dispositif de mesure sur le brin supérieur de la courroie à une position L fixe comme le montrent les figures 46 et 47. Pour chacune de ces positions, on recueille vingt deux mesures expérimentales à savoir les déformations et les déflexions de la courroie à divers points du système de mesure. Ceci nous permettra de trouver la relation entre la force transversale et la déflexion imposée pour une tension statique donnée. Après quoi, on fait varier la position du dispositif tout le long du brin de la courroie et de la même manière on répète la prise de mesures.

Dans un second temps, on fait varier la tension statique dans la courroie, on refait les mêmes séries de prises de mesures et ceci pour différentes grandeurs de tension choisies par rapport à celles préconisées par les manufacturiers à savoir 155 N, 287 N, 397 N, 441 N et 486 N pour la courroie synchrone et 221 N, 309 N, 397 N et 486 N pour la courroie trapézoïdale.

Dans un dernier temps, on change l'écartement des doigts du dispositif de mesure de la tension (l'écartement est variable $e=100$ mm et $e=60$ mm) et on répète toutes les étapes citées plus haut.

Les figures 46 et 47 font voir les différentes positions L du dispositif de mesure de la tension statique T_s respectivement pour les courroies trapézoïdale et synchrone.

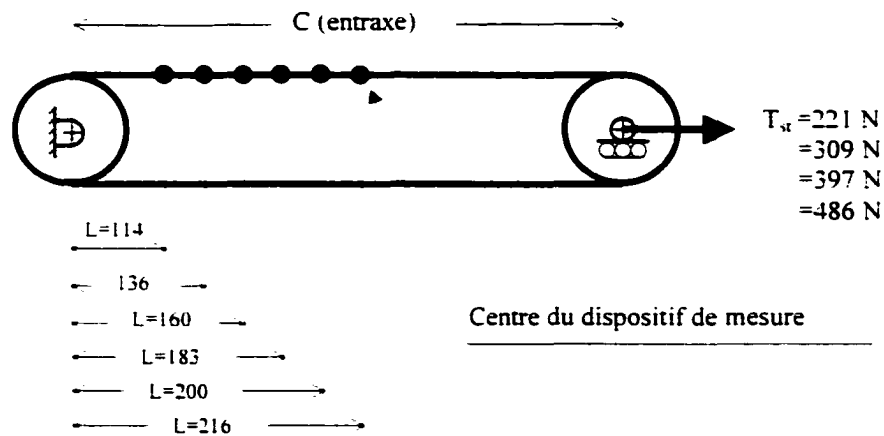


Figure 46 Variation de la position du dispositif de mesure et de la tension statique (courroie-V)

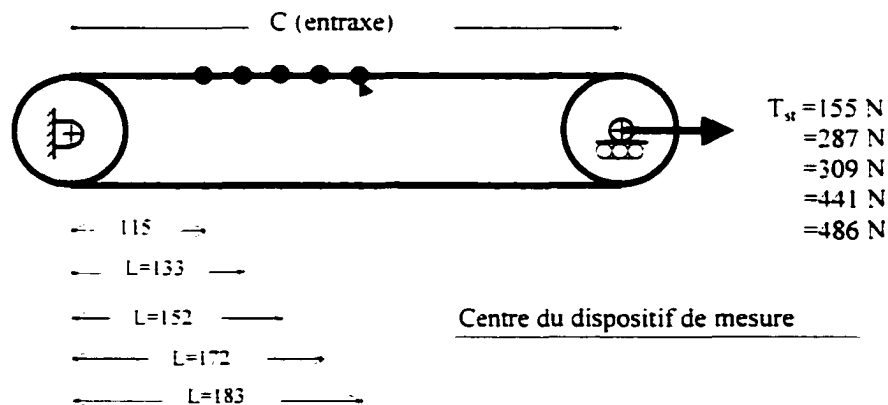


Figure 47 Variation de la position du dispositif de mesure et de la tension statique (courroie synchrone)

5.2.2 Mesure de la déflexion

Puisque le dispositif de mesure de la tension est monté libre dans la courroie, les trois points de contact ne sont pas fixes lorsqu'on impose une déflexion centrale dans le brin de la courroie. Pour mesurer la déflexion relative réelle de la courroie due à l'effort transversal central, on a enregistré les déplacements en chacun des points de contact de

l'appareil avec la courroie. La figure 48 ci-dessous illustre les différentes déflexions dans chacun des trois points en particulier celle relative de la courroie.

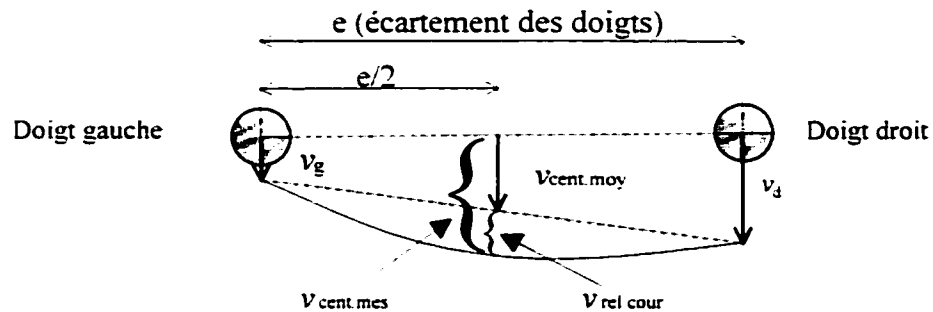


Figure 48 Déflexion relative de la courroie

Ainsi, la déflexion centrale moyenne $v_{cent.moy}$ est égale à :

$$v_{cent.moy} = \frac{v_d + v_g}{2} \quad (5.1)$$

Où v_d et v_g sont respectivement les déflexions mesurées des doigts droit et gauche

Puisque les deux doigts ne sont pas fixes et bougent verticalement, la déflexion relative de la courroie $v_{rel.cour}$ est donnée par :

$$v_{rel.cour} = v_{cent.mes} - v_{cent.moy} \quad (5.2)$$

Où $v_{cent.mes}$ est la déflexion centrale totale mesurée.

Le tableau VI donne un aperçu sur les déflexions en fonction de la force transversale appliquée pour une tension statique égale à $T_{sr}=155N$ et un écartement des doigts égal à $e=100\text{ mm}$. dans le cas des prises de mesure de tension d'une courroie synchrone.

La force transversale F est calculée d'après la relation (4.19) en multipliant la valeur moyenne de la constante de corrélation par la déformation lue sur le pont de Wheatstone.

Tableau VI

Calcul de la déflexion relative de la courroie

 $v_{\text{rel cour}}$ pour $T_{\text{st}}=155\text{N}$ et $e=100\text{ mm}$

Déformation (*10e-6)	F (N)	$v_{\text{cent.mes}}$ (mm)	v_g (mm)	v_d (mm)	$v_{\text{cent.moy}}$ (mm)	$v_{\text{rel cour}}$ (mm)
0	0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
20	11	1.53	-0.47	2.27	0.90	0.63
53	31	3.29	-0.26	2.72	1.23	2.06
87	51	4.86	-0.15	3.85	1.35	3.51
123	72	6.50	0.11	3.22	1.66	4.83
161	94	8.18	0.28	3.46	1.87	6.31
201	118	9.83	0.33	3.67	2.00	7.83

5.3 Mesures expérimentales

Dans cette étude, deux types de courroies d'entraînement ont fait l'objet des essais expérimentaux :

- Une courroie-V Réf. :14-07555-2 15505 Marque :TORQUE (de fabrication canadienne), montée sur deux poulies en V de diamètres primitifs différents, à savoir $d_1=118\text{ mm}$ et $d_2=130\text{ mm}$. L'entraxe des deux poulies est égal à $C=432\text{ mm}$. Cette courroie est destinée à l'entraînement de la pompe à eau d'un moteur d'automobile.
- Une courroie synchrone Réf. :056 109 119A. Marque : CONTITECH (de fabrication allemande), montée sur deux poulies de même diamètre primitif $d=130\text{ mm}$. L'entraxe des deux poulies est égal à $C=367\text{ mm}$. Cette courroie trouve son application dans la distribution d'un moteur d'automobile.

5.3.1 Courroie synchrone

La prise de mesure de la déflexion de la courroie et de la force transversale, pour différentes tensions statiques, est réalisée en faisant tourner la vis filetée de notre dispositif de mesure (pas=1.8 mm).

5.3.1.1 Variation de la position du dispositif de mesure

Une tension statique T_{st} est imposée dans la courroie. Pour chaque position de l'appareil tout le long du brin supérieur, on calcule la déflexion relative $v_{rel. cour}$ à l'aide de la relation (5.2) et, connaissant la déformation dans la section du corps, on calcule la force transversale F correspondante au moyen de la relation (4.19). Les figures 49 et 50 montrent l'allure des courbes de la force transversale en fonction de la déflexion pour une tension statique $T_{st}=441\text{ N}$ et deux écartements des doigts respectifs $e=60\text{ mm}$ et $e=100\text{ mm}$. Selon les deux figures, on peut remarquer que le comportement des courbes expérimentales est non linéaire.

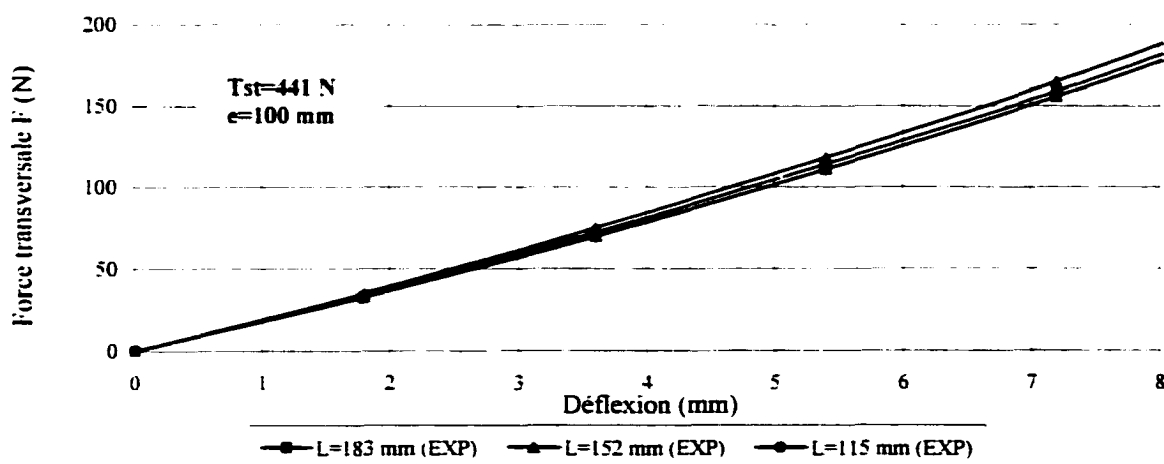


Figure 49 Variation de la position L de l'appareil pour $e=100\text{ mm}$ et $T_{st}=441\text{ N}$ (courroie synchrone)

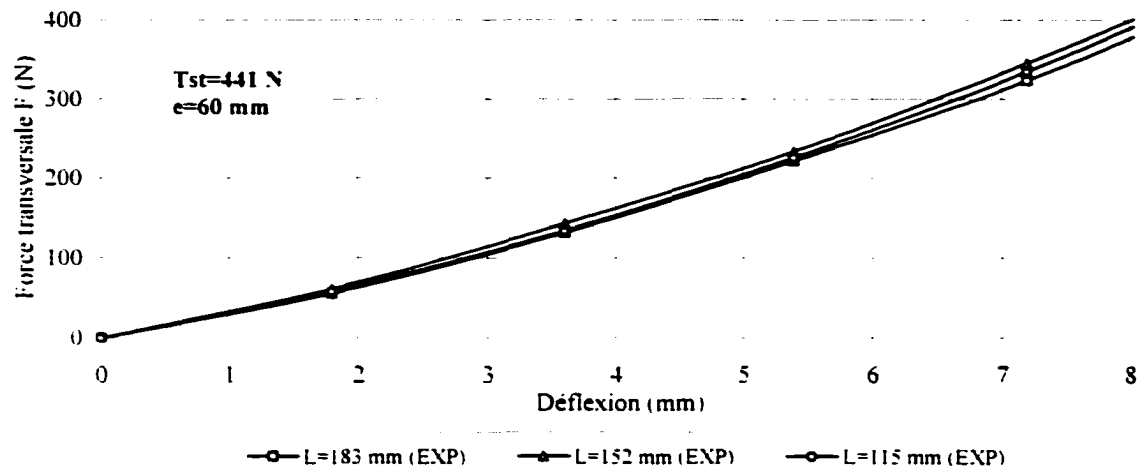


Figure 50 Variation de la position L de l'appareil pour $e = 60$ mm et $T_{st} = 441$ N (courroie synchrone)

On constate que, pour une déflexion relative de 6 mm qui correspond à celle préconisée par les manufacturiers (se reporter à la figure 1 du premier chapitre), la variation de la force transversale est de 6.7% pour un écartement $e = 100$ mm, et 6% pour l'écartement de 60 mm. En d'autre terme, pour un positionnement du système de mesure à 20% par rapport au milieu, la variation de la force transversale est peu variable et ne dépasse pas 6.7%. Il est notable également que, pour une déflexion de 6 mm, la variation de la force transversale est plus significative pour l'écartement $e = 60$ mm que pour celui de 100 mm.

5.3.1.2 Variation de la tension statique

Les figures 51 et 52 reproduisent les courbes représentatives de la variation de la force transversale F en fonction de la déflexion relative $v_{rel\ cour}$ pour différentes valeurs de tensions statiques T_{st} et d'écartements e des doigts du dispositif. Ces courbes sont réalisées en positionnant l'appareil au milieu de l'entraxe C soit $L = 183$ mm.

Il est clair que, pour une même déflexion imposée dans la courroie, la force transversale F augmente avec la tension statique T_{st} .

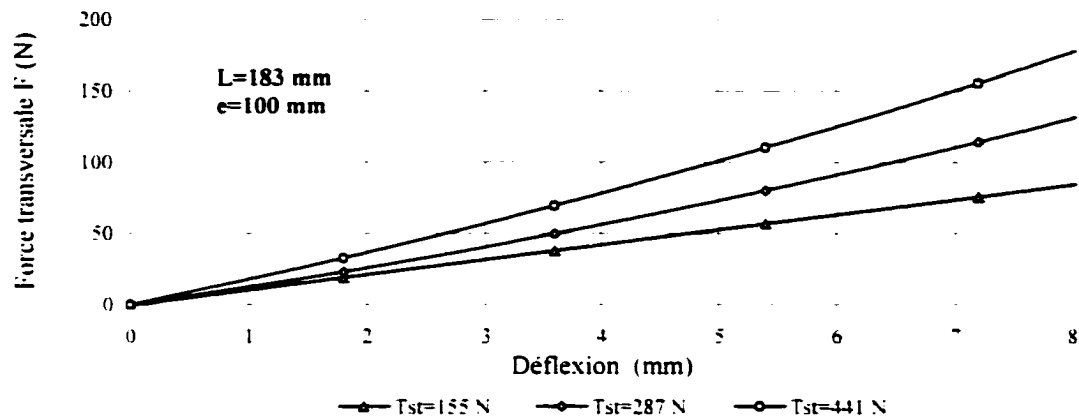


Figure 51 Variation de la tension statique T_{st} pour $e=100$ mm (courroie synchrone)

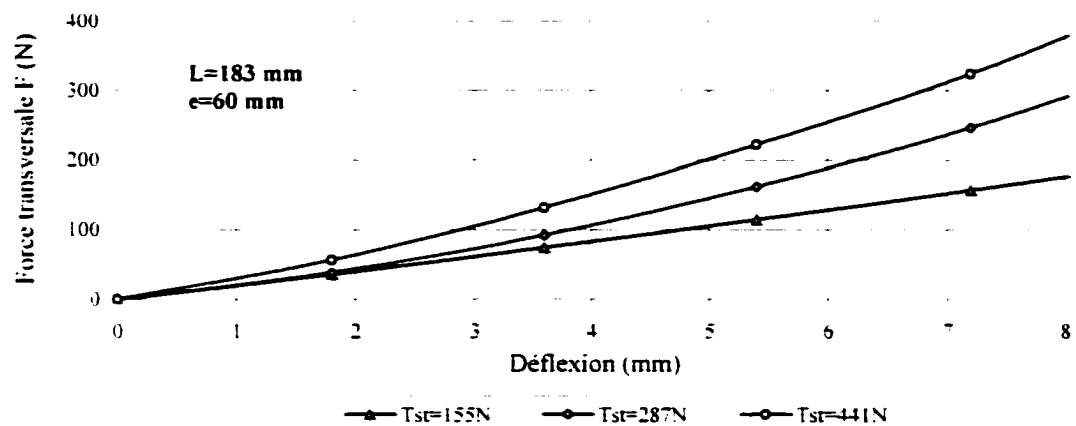


Figure 52 Variation de la tension statique T_{st} pour $e=60$ mm (courroie synchrone)

Il est notable que plus l'écartement des doigts est faible, plus l'effort transversal est important pour une même déflexion imposée dans la courroie. Ceci nous permet d'avoir un gradient de F suffisamment fort et une meilleure estimation de la tension statique.

5.3.1.3 Variation de la force transversale en fonction de la tension statique

Pour faire varier la tension statique en fonction de la force transversale, on a choisi les déflexions 1.8 mm, 3.6 mm, 5.4 mm, 7.2 mm correspondant respectivement à un, deux, trois, et quatre tours de la vis de l'appareil. Les graphiques de la tension statique en fonction de la force transversale sont reproduits aux figures 53 et 54 respectivement pour deux écartements différents des doigts $e=100$ mm et $e=60$ mm.

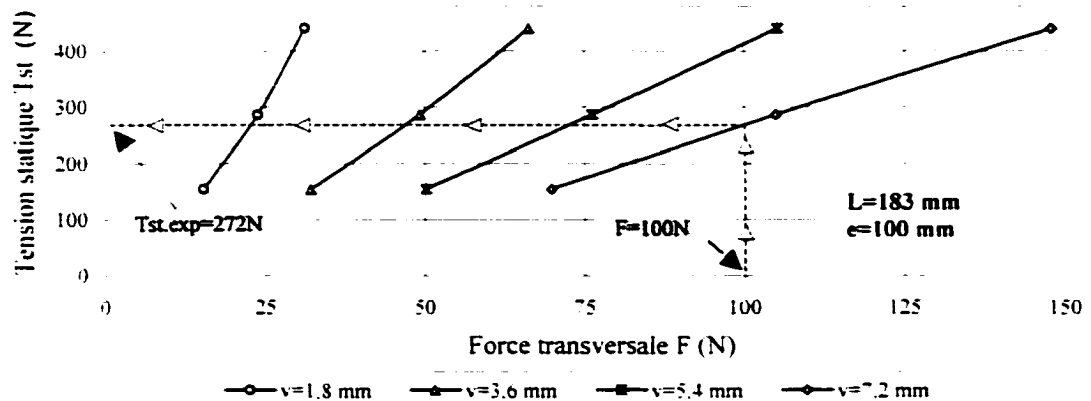


Figure 53 Variation de la tension statique en fonction de la force transversale pour $e=100$ mm (courroie synchrone)

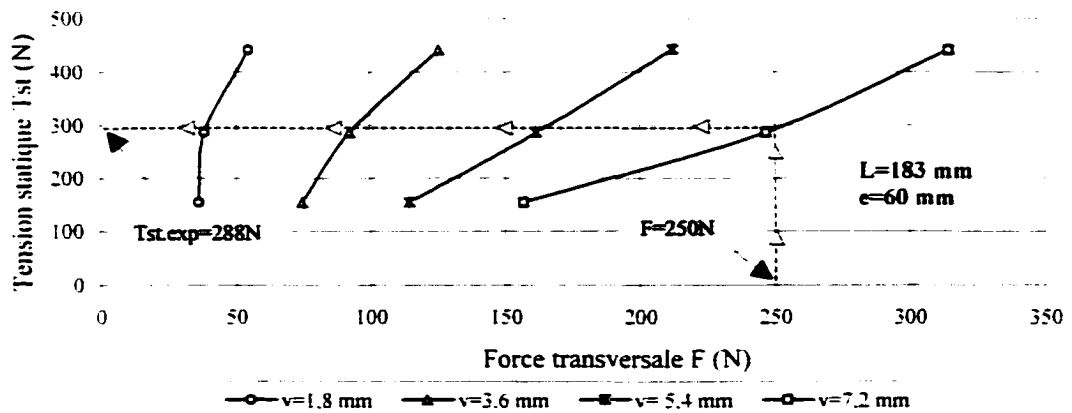


Figure 54 Variation de la tension statique en fonction de la force transversale pour $e=60$ mm (courroie synchrone)

5.3.2 Courroie trapézoïdale

5.3.2.1 Variation de la position du dispositif de mesure

Il en est de même pour la courroie-V, la variation est de 2% pour une déflexion de 6 mm et un écartement $e=100$ mm. Par contre, elle est plus accentuée pour un écartement $e=60$ mm, soit une variation de 6% comme le montre les figures 55 et 56.

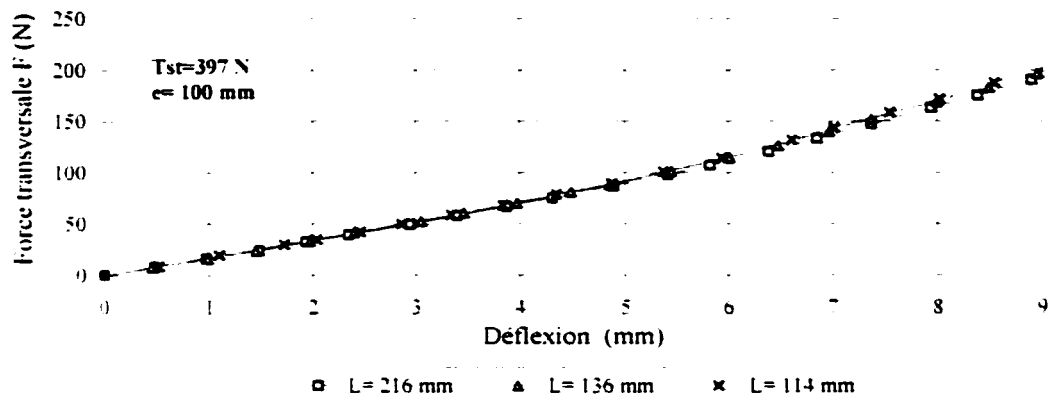


Figure 55 Variation de la position L de l'appareil pour $e=100$ mm et $T_{st}=397$ N (courroie-V)

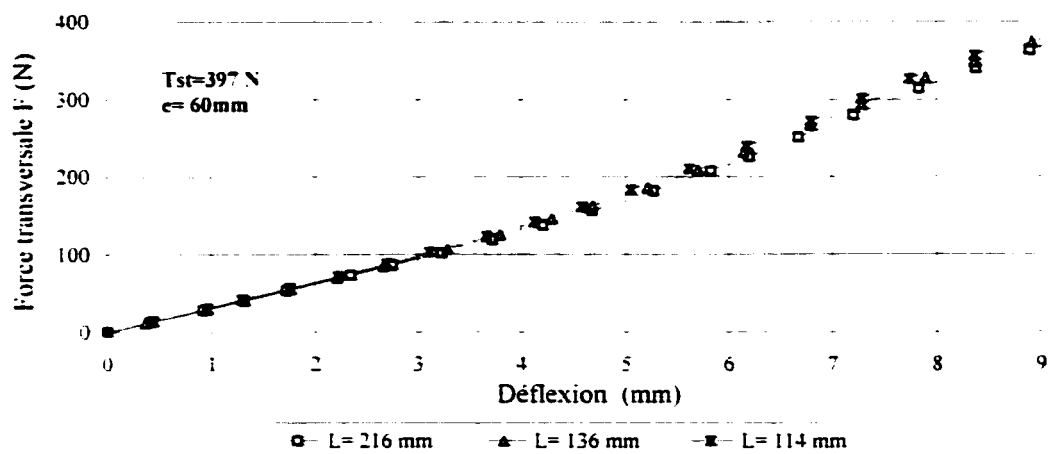


Figure 56 Variation de la position L de l'appareil pour $e=60$ mm et $T_{st}=397$ N (courroie-V)

5.3.2.2 Variation de la tension statique

Les figures 57 et 58 montrent respectivement l'influence de la tension statique sur la variation de la force transversale en fonction de la déflexion. De la même manière que la courroie synchrone, le gradient de F est plus important pour un écartement de 60 mm.

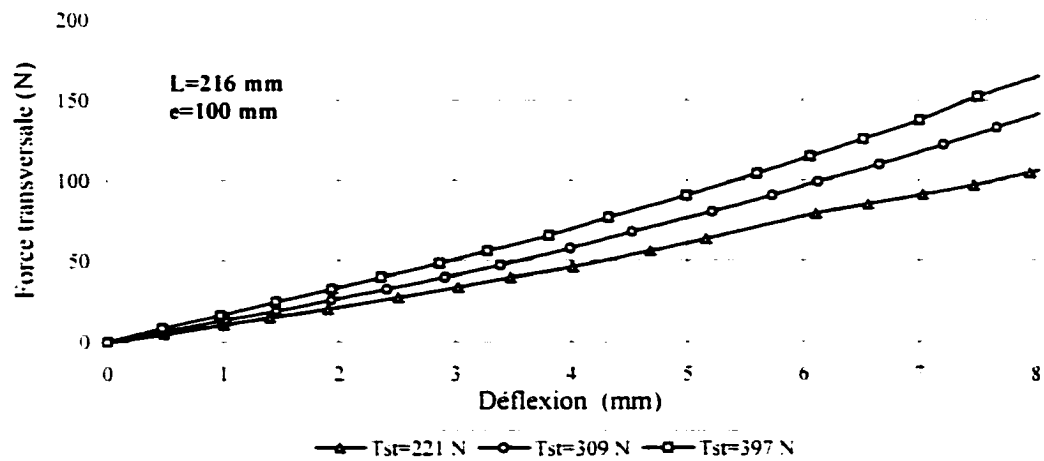


Figure 57 Variation de la tension statique T_{st} pour $e=100$ mm (courroie-V)

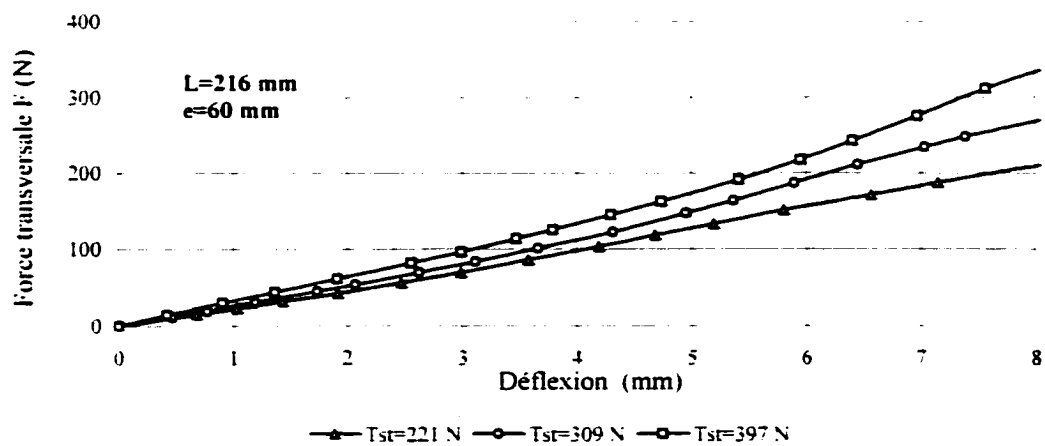


Figure 58 Variation de la tension statique T_{st} pour $e=60$ mm (courroie-V)

5.3.2.3 Variation de la force transversale en fonction de la tension statique

Les graphiques de l'évolution de la tension statique en fonction de la force transversale sont reproduits aux figures 59 et 60. Il est clair que, pour une déflexion de 7.2 mm, la tension statique et la force transversale sont toutes les deux croissantes.

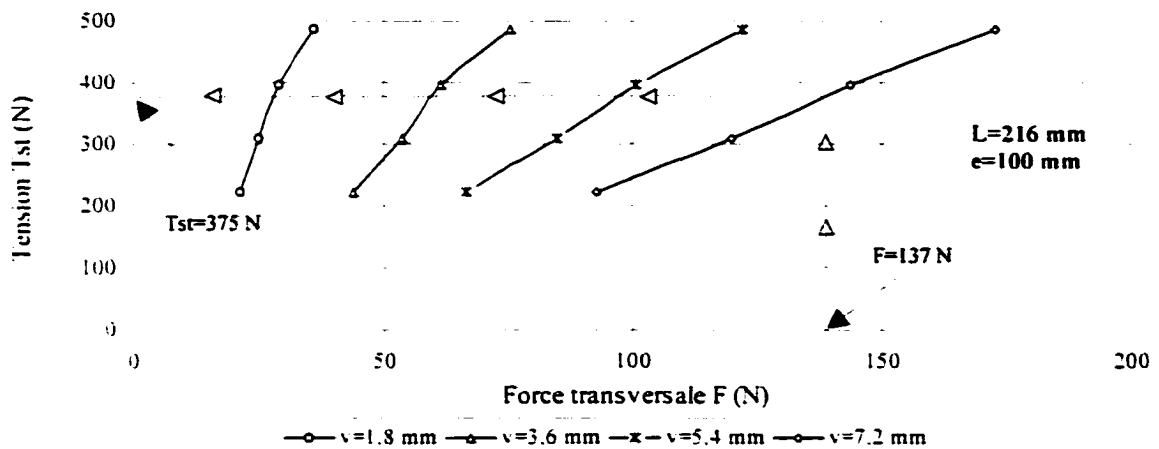


Figure 59 Variation de la tension statique en fonction de la force transversale pour $e = 100$ mm (courroie-V)

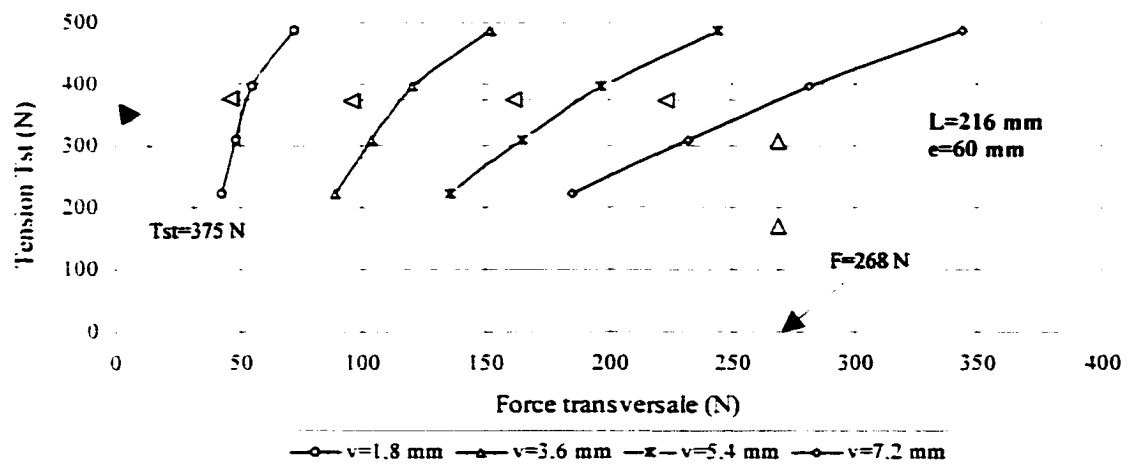


Figure 60 Variation de la tension statique en fonction de la force transversale pour $e = 60$ mm (courroie-V)

D'après ces graphiques, on constate que, pour une déflexion de 7.2 mm de la courroie et une tension statique de 375 N, l'effort appliqué pour un écartement des doigts $e=60$ mm est quasiment le double de celui de l'écartement $e=100$ mm (268 N contre 137 N).

5.4 Procédure de mesure de la tension statique à partir des graphiques

La relation entre la déflexion imposée, la force transversale appliquée et la tension statique est présentée à partir des graphiques pour les deux types de courroies. Connaissant la tension statique, laquelle est préconisée par les manufacturiers, on est en mesure de l'ajuster avec une bonne estimation. En effet, dans un premier temps, on impose une déflexion de 7.2 mm, on lit la déformation qui correspond à une force transversale appliquée au moyen de la relation (4.19). Dans un second temps, à partir des graphiques, on détermine la tension statique correspondante à cette force pour une déflexion de 7.2 mm. Dans un dernier temps, on compare cette tension statique trouvée à celle préconisée par les manufacturiers. Si elle est plus petite ou plus grande, on se doit respectivement de tendre ou de détendre la courroie.

5.5 Conclusion

Ce chapitre, qui a fait l'objet de la réalisation des mesures expérimentales pour les deux types de courroies, nous a permis d'une part de constater que la position de l'appareil sur la courroie n'influe pratiquement pas sur la mesure de la tension statique, et, d'autre part, que l'écartement des doigts doit être le plus faible possible tout en restant en deçà de 60 mm. Cette limite inférieure est imposée et par la taille des doigts du dispositif et par les dimensions de la section droite de la courroie en particulier celle trapézoïdale.

Par ailleurs, on est parvenu à déterminer la relation, à partir des graphiques, entre la déflexion imposée, la force transversale appliquée et la tension statique pour les deux types de courroies synchrone et trapézoïdale.

CHAPITRE 6

CARACTÉRISATION DES COURROIES

6.1 Introduction

Une des étapes la plus délicate dans cette étude réside dans la détermination de la rigidité des deux courroies synchrone et trapézoïdale qui présentent un matériau composite assez complexe quant à ses constituants et à la façon dont ils sont assemblés (pour plus de détails, se reporter au chapitre 2 paragraphe 2.4). Par ailleurs, cette propriété caractérisant les fibres et l'élastomère reste un secret professionnel de tous les manufacturiers en particulier le module d'élasticité spécifique de chacun des constituants. Pour être en mesure de réaliser une simulation par éléments finis permettant la variation des paramètres clés relatifs à la courroie et au dispositif de mesure, il fallait effectuer quelques tests de traction dans le but de déterminer la rigidité de chacun des constituants des courroies.

6.2 Courroie trapézoïdale

Dans l'idée d'évaluer l'ordre de grandeur de la rigidité de ces liens flexibles, on a envisagé de réaliser, au moyen de la machine de traction (M.T.S.), des tests expérimentaux sur trois courroies trapézoïdales de type 1, 2 et 3. Les deux courroies types 1 et 3 sont munies de crans à leur partie inférieure pour des raisons de ventilation et d'allègement, tandis que la courroie type 2 comporte des crans à sa partie supérieure. La figure 61 montre les sections des trois courroies trapézoïdales faisant l'objet des essais de traction. Pour plus de précision, les dimensions des sections transversales sont mesurées avec un microscope optique avec une amplification égale à 100. Le calcul de la section nous est utile pour la détermination du module d'élasticité longitudinal.

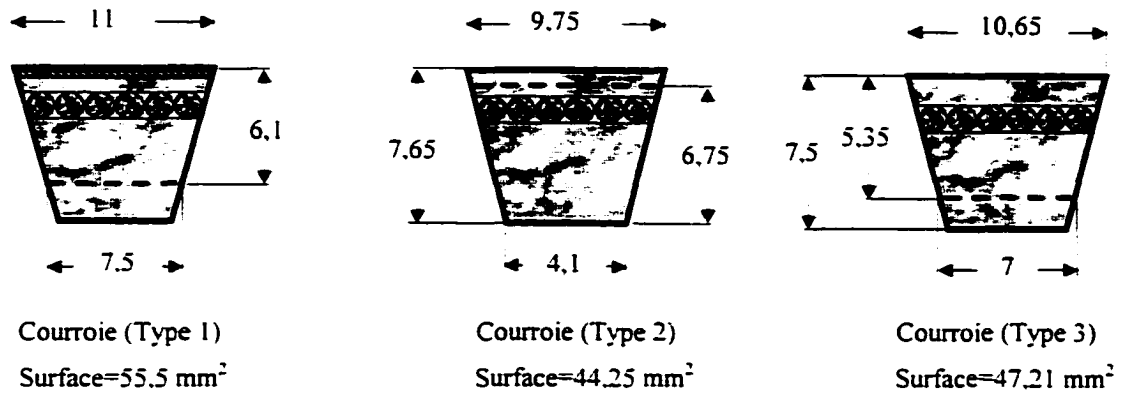


Figure 61 Dimensions des sections transversales

Les figures 62. 63 et 64 reproduisent respectivement la rigidité et le module d'Young des trois types de courroies. Les graphiques de la rigidité (charge en fonction de l'allongement) ont été réalisés à l'aide des données compilées par l'ordinateur de la machine de traction. Les courroies sont montées dans les poulies pendant l'essai. En appliquant la loi de Hooke, on détermine le module d'élasticité de la courroie au moyen des relations suivantes :

$$E_{eq} = \frac{\sigma}{\epsilon_c} \quad (6.1)$$

Où :

E_{eq} est le module d'élasticité longitudinal équivalent de la courroie.

σ est la contrainte normale à la section transversale de la courroie et est calculée en divisant la charge F par la surface utile A :

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (6.2)$$

ϵ_c est la déformation donnée par le quotient de l'allongement ΔL par la longueur initiale L de la courroie (entraxe entre les deux poulies) :

$$\epsilon_c = \frac{\Delta L}{L} \quad (6.3)$$

Les longueurs initiales L sont 432 mm, 268 mm et 265 mm correspondant respectivement aux courroies de types 1, 2 et 3.

Ainsi, la relation (6.1) devient :

$$E_{eq} = \frac{F_t L}{A \Delta L} \quad (6.4)$$

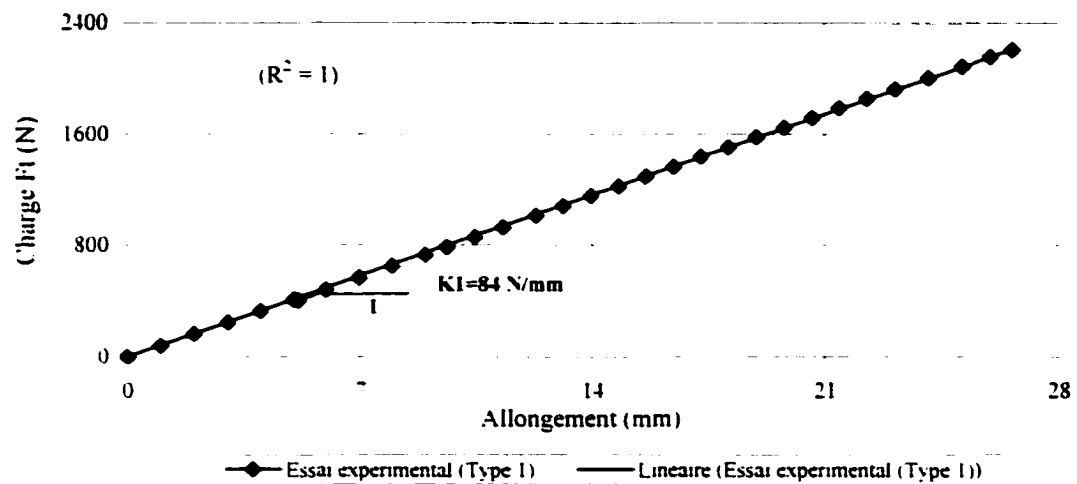


Figure 62 Rigidité de la courroie-V (Type 1)

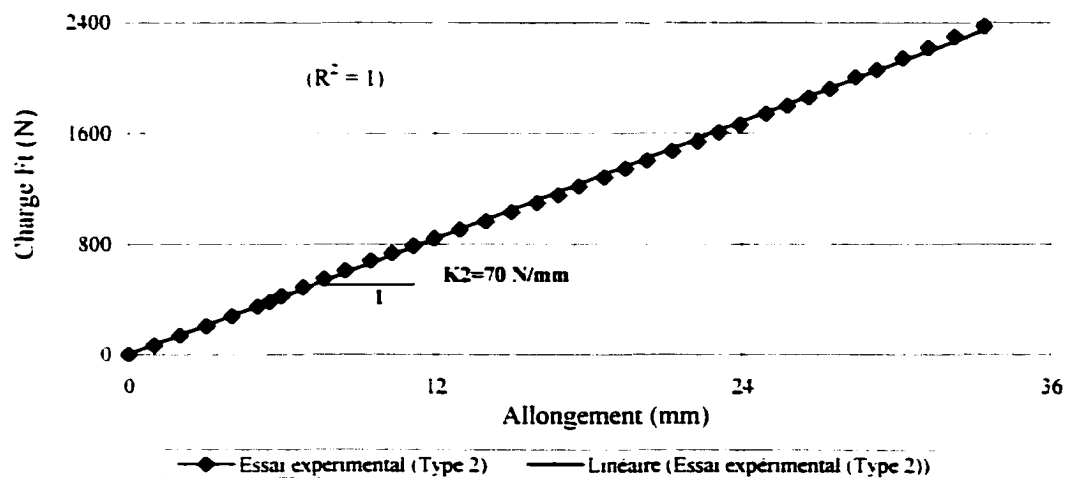


Figure 63 Rigidité de la courroie-V (Type 2)

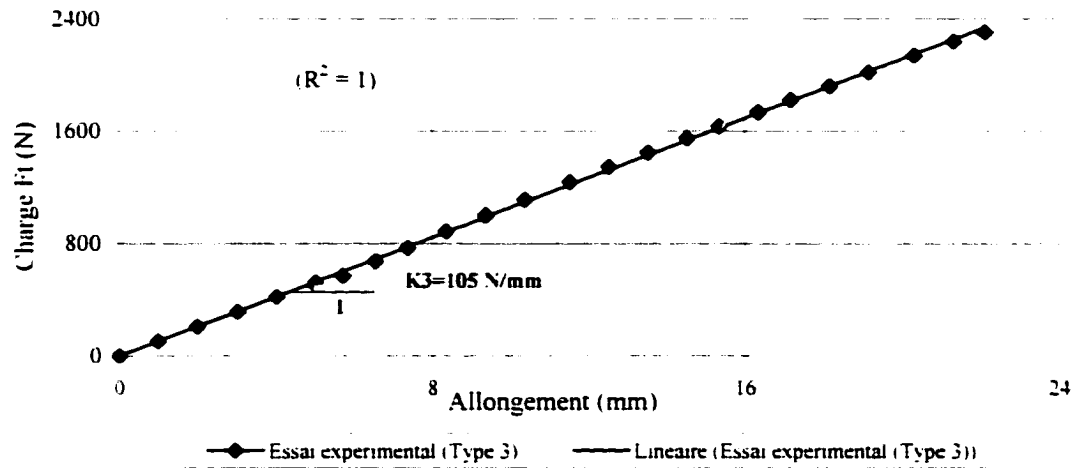


Figure 64 Rigidité de la courroie-V (Type 3)

Les valeurs de la rigidité des courroies-V de type 1, type 2 et type 3 étant respectivement égales à 84, 70 et 105 N/mm. À partir de la relation (6.4), on calcule les modules d'élasticité qui valent respectivement 656, 423 et 592 N/mm². Ces grandeurs nous seront utiles lors de l'analyse par éléments finis puisqu'elles permettront de vérifier la validation de notre modèle faisant l'objet du dernier chapitre.

Dans cette étude, puisque c'est la courroie-V de type 1 qui a fait l'objet des prises de mesure expérimentales, on a envisagé de déterminer la rigidité des différents matériaux constituant la courroie, à savoir la fibre principale, le tissu anti-usure et l'élastomère. La figure 65 montre les dimensions en mm des différentes couches dans un plan transversal à la section. Les fractions de surface de ces nappes sont définies comme suit :

$$a_{fp} = \frac{A_{fp}}{A_{totale}} \quad (6.5)$$

Où :

a_{fp} représente la fraction de surface des fibres principales.

A_{fp} est la surface des fibres principales.

A_{totale} est la surface totale de la section de la courroie.

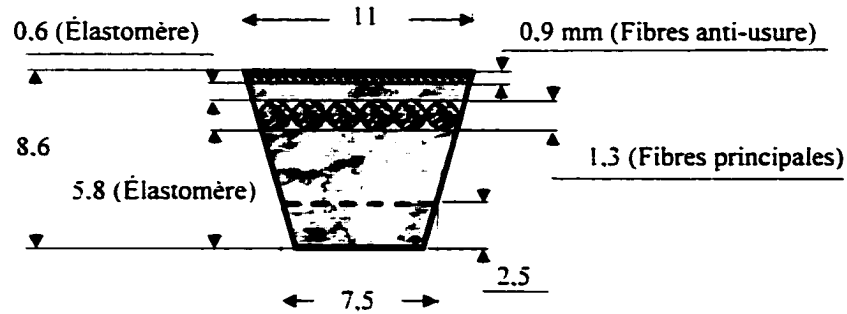


Figure 65 Composition de la courroie-V (Type 1)

De la même manière, on définit les fractions de surface des fibres anti-usure a_{fu} et de l'élastomère a_e :

$$a_{fu} = \frac{A_{fu}}{A_{totale}} \quad (6.6)$$

$$a_e = \frac{A_e}{A_{totale}} \quad (6.7)$$

Pour un comportement linéaire, le module d'élasticité longitudinal équivalent de la courroie E_{eq} est donné par la relation suivante :

$$E_{eq} = a_{fp} E_{fp} + a_{fu} E_{fu} + (1 - a_{fp} - a_{fu}) E_{el} \quad (6.8)$$

Pour déterminer les modules d'Young des fibres principale et anti-usure, on a pris deux échantillons de la même courroie-V de type I ayant respectivement les dimensions (11.1 mm x 1.1 mm x 220 mm) et (9.9 mm x 1 mm x 280 mm), on a fait deux essais de traction dont les graphiques sont reproduits dans les figures 66 et 67. On remarque que l'allure de la courbe des fibres principales n'est pas linéaire. On se doit alors d'examiner la zone de travail de la courroie. Selon nos essais, l'allongement maximal égale 1,5 mm, ce qui nous permet d'utiliser une valeur moyenne calculée sur l'intervalle [0; 1,5 mm]. La figure 68 met en relief la rigidité des fibres principales sur ce domaine ayant une valeur égale à 137 N/mm. Son module d'Young égale 2468 N/mm².

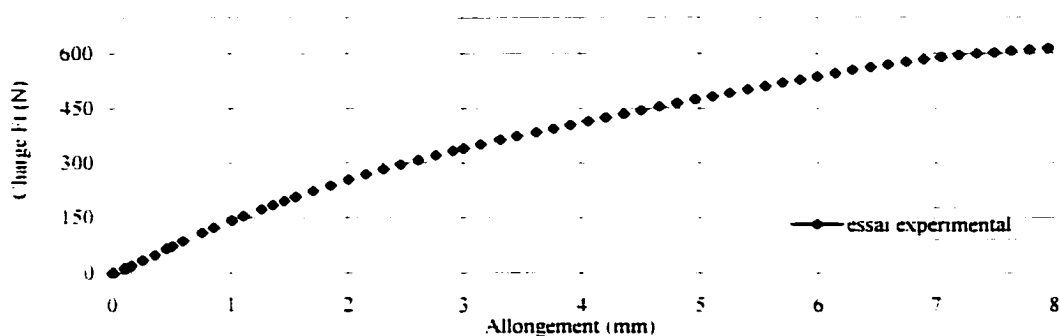


Figure 66 Allure de la courbe de rigidité des fibres principales

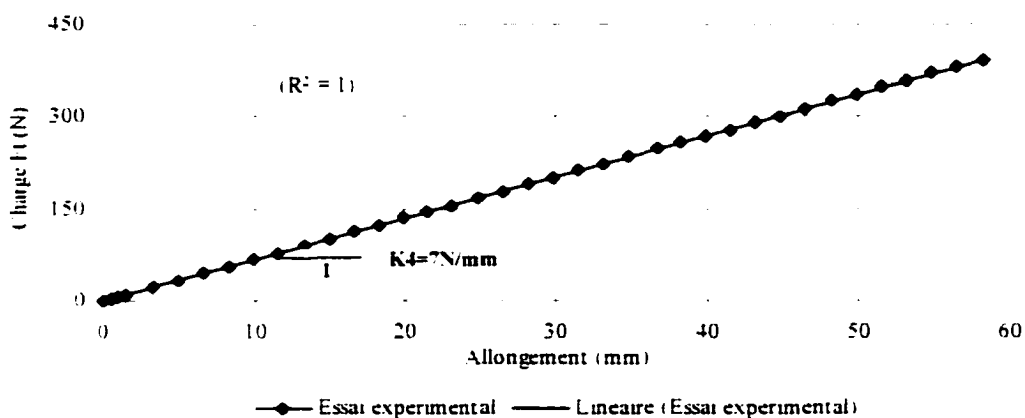


Figure 67 Rigidité des fibres anti-usure

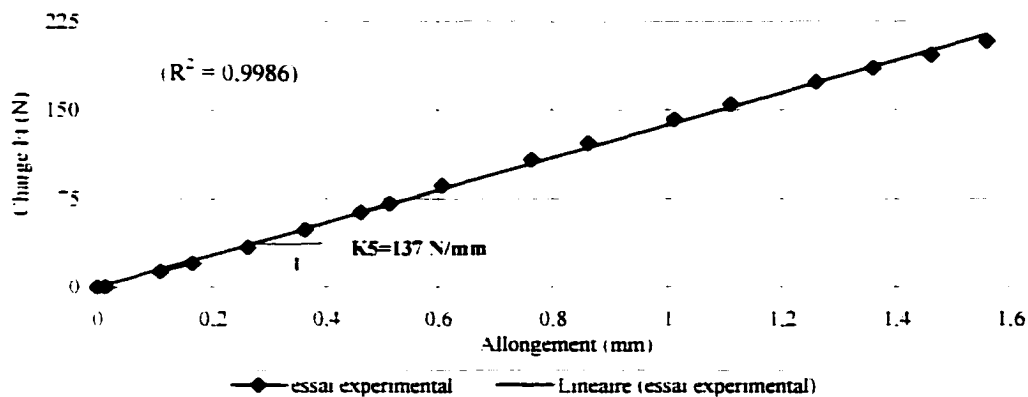


Figure 68 Rigidité des fibres principales sur l'intervalle de travail

Quant aux fibres anti-usure, leur rigidité et leur module d'Young égalent respectivement 7 N/mm et 191 N/mm².

Ainsi, compte tenu du module d'élasticité longitudinal équivalent de la courroie (type 1) trouvé expérimentalement et des relations (6.5), (6.6), (6.7) et (6.8), le module d'Young de l'élastomère E_{el} est calculé comme suit :

$$E_{el} = \frac{E_{eq} - a_{rp} E_{rp} - a_{ru} E_{ru}}{(1 - a_{rp} - a_{ru})} \quad (6.9)$$

Où :

$E_{eq} = 656 \text{ N/mm}^2$; $E_{rp} = 2468 \text{ N/mm}^2$; $E_{ru} = 191 \text{ N/mm}^2$; $a_{rp} = 0.23$; $a_{ru} = 0.18$.

À partir de la relation (6.9), on trouve : $E_{el} = 91.5 \text{ N/mm}^2$.

6.3 Courroie synchrone

De la même manière que la courroie-V, on détermine la rigidité de la courroie au moyen d'un essai de traction dans la machine (M.T.S). La longueur initiale de la courroie montée entre deux poulies est égale à 367 mm. La figure 69 reproduit les valeurs compilées par l'ordinateur avec un coefficient de détermination R^2 quasiment égal à 1.

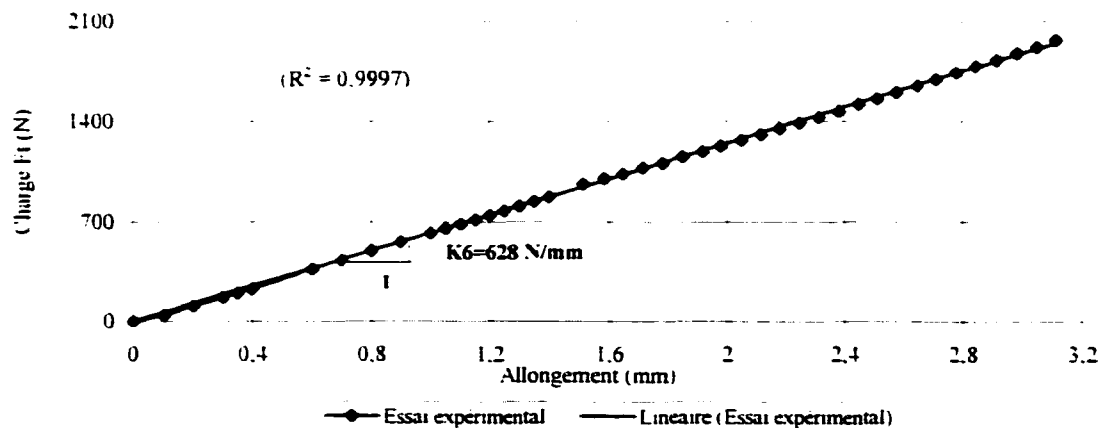


Figure 69 Rigidité de la courroie synchrone

Les dimensions de la section transversale de la courroie sont illustrées dans la figure 70. Ainsi, la rigidité et le module d'Young de cette courroie égalent respectivement 628 N/mm et $6\,097 \text{ N/mm}^2$.

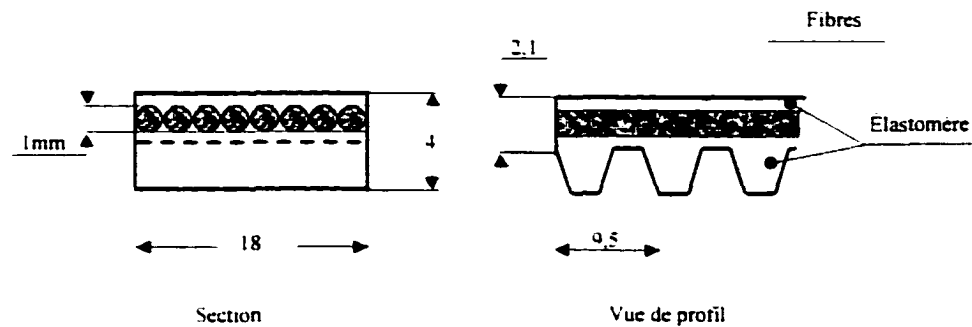


Figure 70 Dimensions de la courroie synchrone

6.4 Conclusion

La caractérisation des différents matériaux des courroies permet de définir les constantes nécessaires à la simulation par éléments finis. Avec une modélisation par éléments finis, il est possible de faire varier tous les paramètres de l'appareil de mesure de la tension statique, alors que le montage expérimental est physiquement limité. Le but du modèle par éléments finis est de déterminer les paramètres de l'appareil permettant d'avoir une évaluation optimale de la tension statique.

Par ailleurs, pour réaliser les essais expérimentaux, notre choix s'est porté sur la courroie-V de type 1 étant donné la complexité du mélange de ses constituants par rapport aux autres courroies (présence des fibres principale et anti-usure).

CHAPITRE 7

ANALYSE PAR ÉLÉMENTS FINIS

7.1 Introduction

L'analyse par éléments finis est la dernière étape de cette étude permettant d'optimiser notre modèle en utilisant les mesures de caractérisation des courroies trapézoïdale et synchrone élaborées dans le chapitre précédent.

Dans un premier temps, la réalisation des essais expérimentaux, qui reflète en fait la réalité, constitue une étape essentielle pour pouvoir évaluer les résultats théoriques de notre modèle et les comparer avec l'expérimentation.

Dans un second temps, une fois le modèle bâti et validé, l'analyse par éléments finis nous sera utile pour optimiser tous les paramètres qui s'avèrent difficiles à faire varier en se servant du montage expérimental et du dispositif de mesure de la tension. Ceci nous permettra alors d'ajuster et d'améliorer la performance de cet appareil quant à sa précision, sa compacité et sa fiabilité.

7.2 Comportement du modèle

Le modèle comprend deux résolutions. La première est linéaire nous permettant d'ajuster la rigidité mesurée lors de la caractérisation des courroies par le biais de l'essai de traction. L'autre solution est, pour sa part, non linéaire et réside dans la construction d'un programme permettant de simuler les essais expérimentaux caractérisés par la variation des déflexions en fonction des forces transversales exercées sur la courroie. Une résolution non linéaire tient compte des effets des grandes déflexions dans le calcul de la matrice de rigidité globale, par opposition à la théorie des petits déplacements

($[K][U]=[F]$) où la matrice de rigidité $[K]$ reste constante. Dans le cas des grands déplacements, la matrice de rigidité est recalculée à chaque itération pour tenir compte de la modification de la géométrie sous chargement ($[K+K_u][U]=[F]$).

7.3 Courroie synchrone

7.3.1 Modélisation

La géométrie de cette courroie permet de simplifier le modèle en deux dimensions. Le type d'éléments choisi est PLANE42 puisqu'il permet de modéliser une structure en 2D moyennant de grandes déflexions et déformations. L'élément comprend quatre nœuds possédant chacun deux degrés de liberté (deux translations selon les directions X et Y). Le modèle est représenté par le brin supérieur de la courroie ayant une longueur égale à l'entraxe $C=367$ mm. Les nœuds situés à l'extrémité gauche sont bloqués en X et en Y aux nœuds inférieurs afin de modéliser l'effet de la poulie sur la courroie. À l'extrémité droite, les nœuds sont couplés en X pour que les déplacements dus à la tension statique soient identiques aussi bien pour la couche des fibres que pour celle de l'élastomère. Ces nœuds sont également bloqués en Y pour la même raison décrite ci-dessus. La figure 71 met en relief ces conditions frontières appliquées aux extrémités de la courroie.

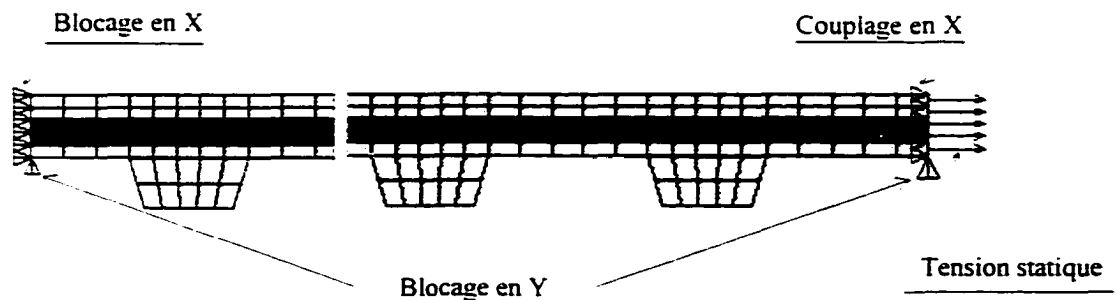


Figure 71 Conditions frontières du brin supérieur de la courroie synchrone

La figure 72 montre les dimensions de la courroie qui sont la plupart paramétrées dans le fichier de simulation de la courroie synchrone sur (voir annexe 4). Le niveau de discrétisation choisi permet d'obtenir des résultats qui sont comparables à plus de 99% de ceux obtenus avec une discrétisation quasi infinie.

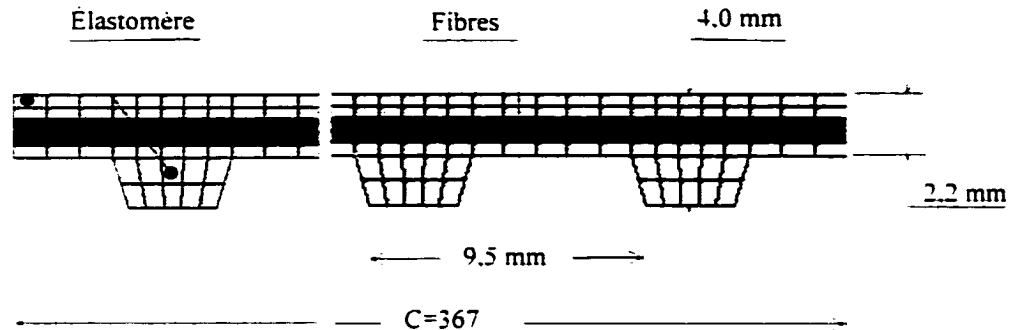


Figure 72 Dimensions de la courroie

Le dispositif de mesure est formé par trois points dont les forces sont équilibrées comme l'indique la figure 73. Les deux doigts gauche et droit supportent la moitié de la force appliquée au milieu qui génère des déflexions v_x et v_z . De la même manière que dans la partie expérimentale, la déflexion relative de la courroie est calculée comme suit :

$$V_{rel\ cour} = V_{cent\ theo} - V_{cent\ moy} \quad (7.1)$$

Avec $V_{cent\ theo}$ et $V_{cent\ moy}$ sont respectivement la déflexion centrale théorique et la déflexion centrale moyenne calculées avec les relations (5.1) et (5.2).

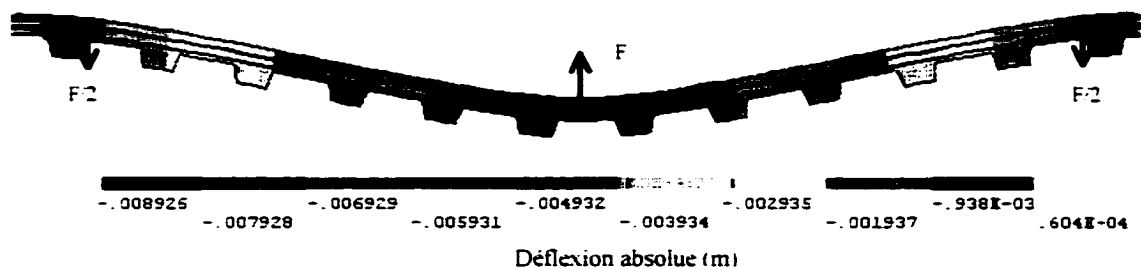


Figure 73 Simulation (MÉF) pour $T_{st}=486$ N et $e=100$ mm (courroie synchrone)

7.3.2 Discussion et interprétation des résultats

7.3.2.1 Variation de la position de l'appareil

De la même manière que dans les essais expérimentaux, on fait varier la position de l'appareil tout le long du brin supérieur de la courroie (voir la figure 47 à la page 66). Pour comparer les résultats expérimentaux (EXP) et théoriques (MÉF), on a choisi les positions $L=115$ mm, $L=152$ mm et $L=183$ mm pour une tension statique $T_{st}=441$ N. Les graphiques de la force transversale en fonction de la déflexion de la courroie sont présentés sur les figures 74 et 75 pour deux écartements respectifs des doigts $e=100$ mm et $e=60$ mm.

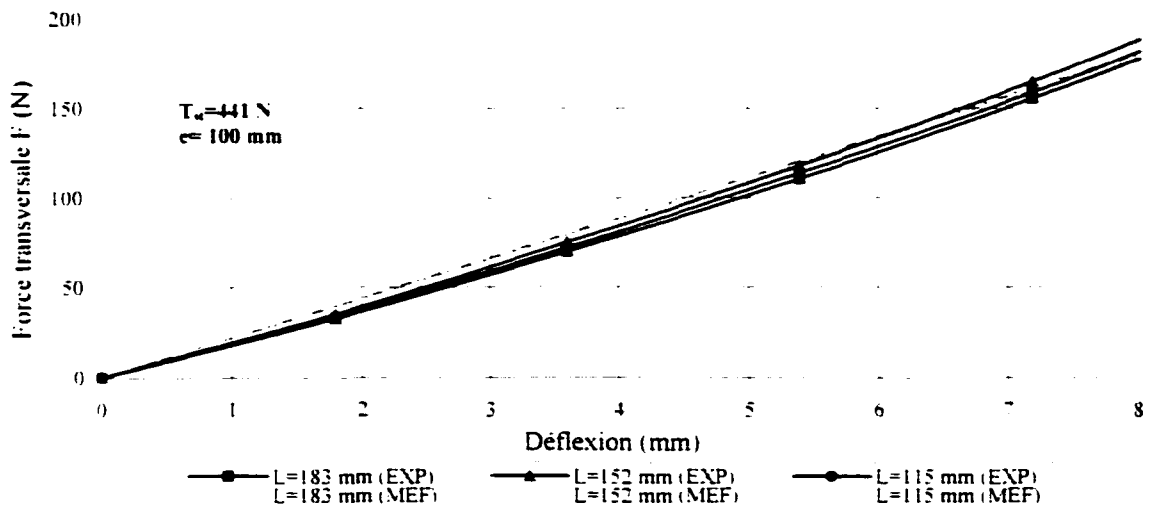


Figure 74 Variation de la position de l'appareil pour $e=100$ mm et $T_{st}=441$ N (courroie synchrone)

En ce qui concerne l'écartement $e=100$ mm, on constate que les résultats numériques (MÉF), pour différentes localisations de l'appareil dans le brin supérieur de la courroie, sont quasiment confondus confirmant ainsi que la position de l'appareil est sans effet sur la variation de la force en fonction de la déflexion. D'autre part, en comparant les

résultats expérimentaux avec ceux théoriques. on remarque qu'il y a un léger décalage. Plus précisément, pour une déflexion de 6 mm, laquelle est préconisée par les manufacturiers (se reporter à la figure 1 à la page 6), la différence maximale entre les résultats est aux alentours de 7.4% de la valeur de la force transversale. Ceci s'explique d'une part, par la déformation et l'écrasement des dents de la courroie au contact avec les doigts de l'appareil, ce qui influe sur les déflexions mesurées par les comparateurs, et d'autre part, par la présence de frottement entre ces derniers et la courroie. Même si les courbes numériques (MEF) ne collent pas tout à fait à celles expérimentales (EXP), elles permettent quand même de montrer une tendance similaire.

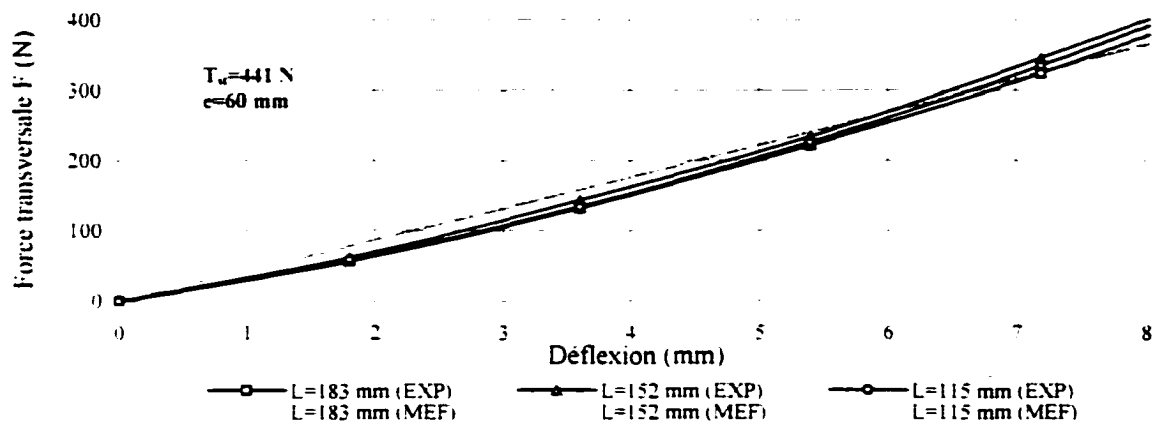


Figure 75 Variation de la position de l'appareil pour $e=60\text{ mm}$ et $T_{st}=441\text{ N}$ (courroie synchrone)

Pour ce qui est de l'écartement $e=60\text{ mm}$, on constate que les résultats numériques, pour les différentes positions, sont quasiment confondus. Ceci nous permet de confirmer, pareillement que pour l'écartement $e=100\text{ mm}$, que la position de l'appareil est sans effet sur la détection de la tension. Quant au décalage des courbes théoriques de celles expérimentales, il est davantage réduit, soit 5.9 % pour une déflexion de 6 mm et ce pour les mêmes raisons citées plus haut surtout que la force transversale a pratiquement doublé pour la même déflexion, ce qui justifie que les précisions de mesure deviennent plus significatives quand les forces appliquées dans la courroie sont plus importantes.

7.3.2.2 Variation de la tension statique

Trois tensions statiques T_{st} ont été choisies pour voir leur influence sur le comportement de la force transversale en fonction de la déflexion. Les figures 76 et 77 montrent la différence entre les résultats théoriques et expérimentaux pour deux écartements différents des doigts.

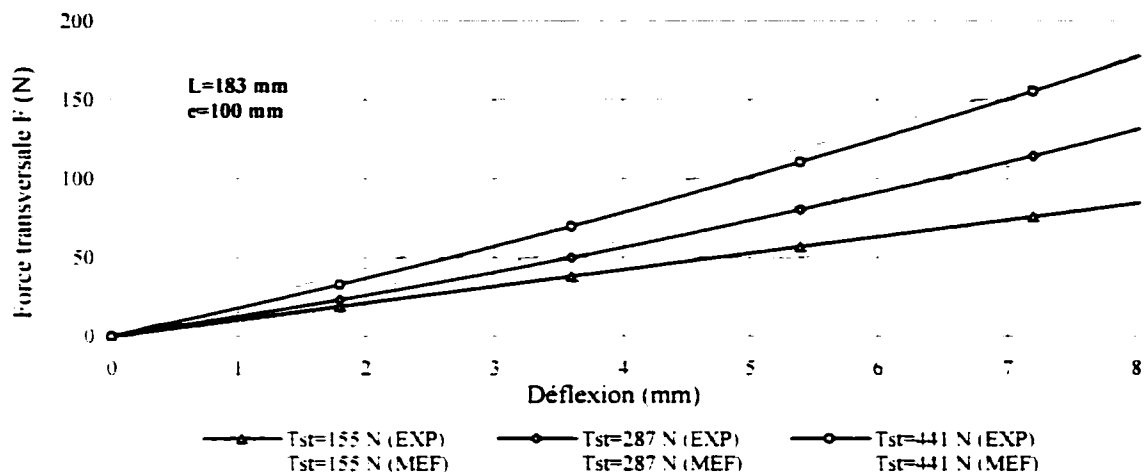


Figure 76 Variation de la tension statique pour $e=100$ mm (courroie synchrone)

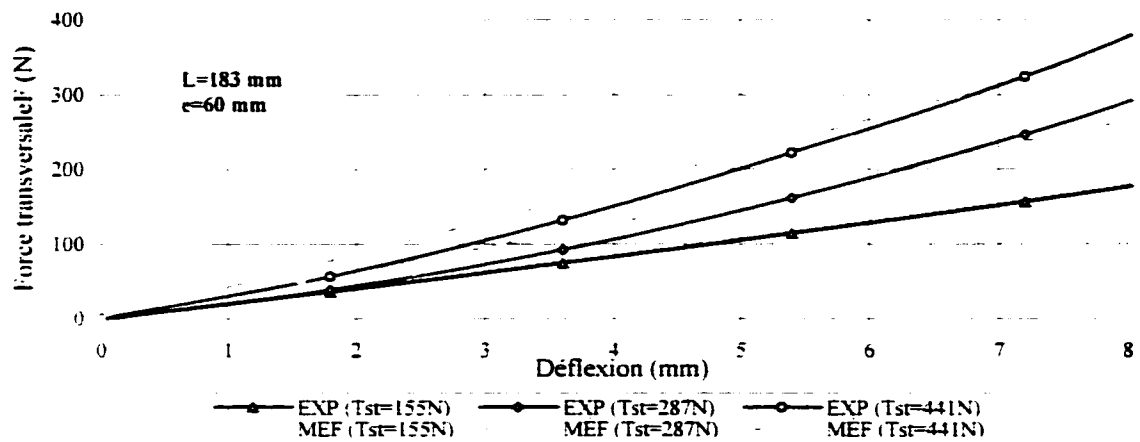


Figure 77 Variation de la tension statique pour $e=60$ mm (courroie synchrone)

Il est clair que la tension statique T_{st} et la force transversale F sont toutes les deux croissantes pour une déflexion donnée de la courroie. Il est notable également que plus l'écartement des doigts diminue, plus l'effort exercé doit être important pour une même déflexion imposée.

Numériquement, pour une déflexion autour de 6 mm, la différence entre les résultats théoriques (MEF) et expérimentaux (EXP) est de 5% pour un écartement de $e=100$ mm et est seulement de 4.4% pour $e=60$ mm. Ceci s'explique par le fait que la source d'erreur est moins significative quand la force appliquée est plus élevée.

7.3.2.3 Variation de la force transversale en fonction de la tension statique

La variation de la tension statique T_{st} en fonction de la force transversale F est présentée aux deux figures 78 et 79 respectivement pour deux écartements $e=100$ mm et $e=60$ mm.

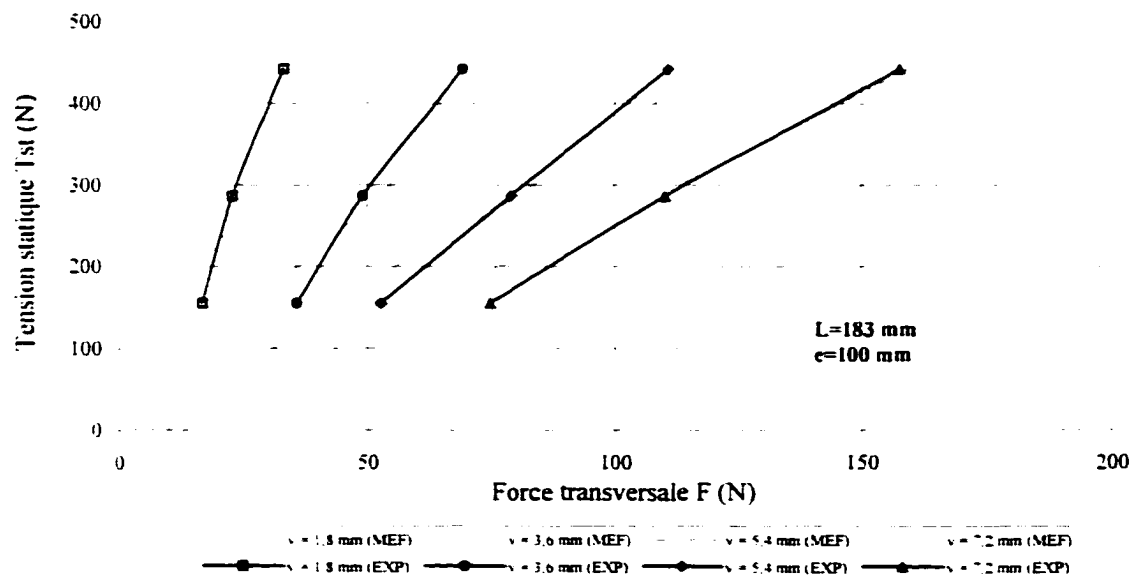


Figure 78 Variation de la tension statique en fonction de la force transversale pour $e=100$ mm (courroie synchrone)

À la lumière de ces courbes, on constate que, pour une déflexion de 7.2 mm de la courroie, les résultats théoriques et expérimentaux sont mieux réussis pour l'écartement $e=60$ mm où l'on accuse une différence maximale de 6%. Ceci s'explique par les mêmes raisons citées précédemment.

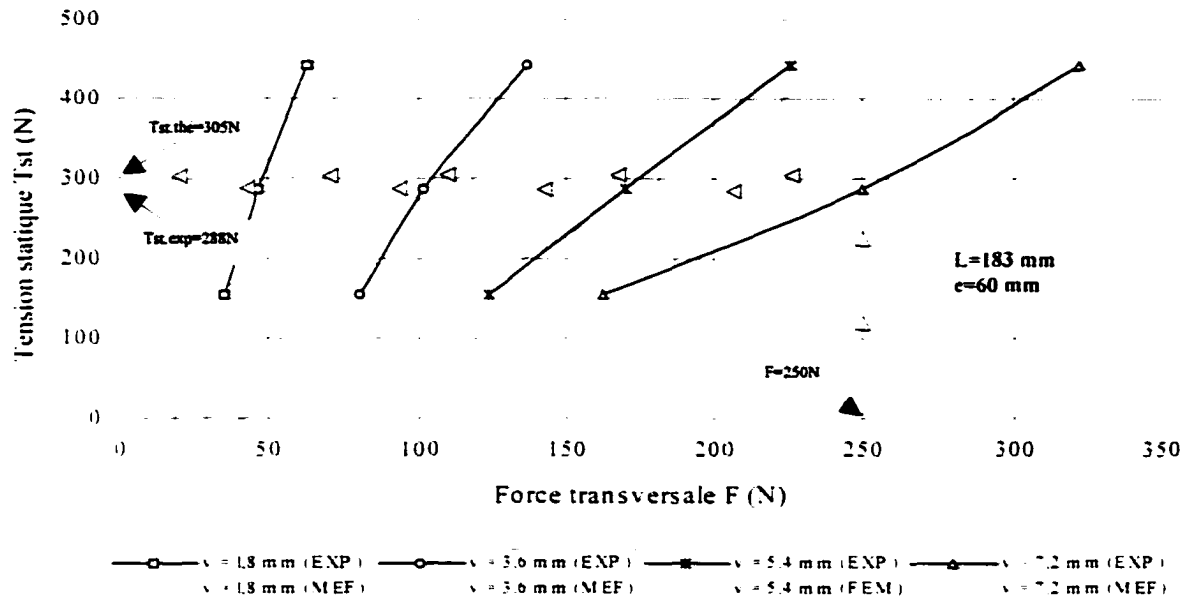


Figure 79 Variation de la tension statique en fonction de la force transversale pour $e=60$ mm (courroie synchrone)

La variation de l'effort F en fonction de la tension T_{st} est plus significative pour un écartement de 60 mm. Il est donc évident que, pour que le signal lu sur l'appareil donne une estimation la plus précise possible de la tension statique dans la courroie, l'écartement des doigts soit le plus faible tout en restant en deçà de 60 mm.

On constate également que plus la déflexion imposée à la courroie est importante, plus la simulation (MÉF) recoupe les mesures expérimentales. Ceci est dû au fait que les imprécisions de mesure deviennent moins significatives vis-à-vis les forces appliquées dans la courroie.

7.3.2.4 Variation de la force transversale en fonction de l'écartement

la figure 80 montre la variation de la force transversale F en fonction de l'écartement. Il est clair que, pour une déflexion donnée (soit 7.2 mm), plus l'écartement des doigts de l'appareil est faible plus l'effort transversal est élevé dans la courroie.

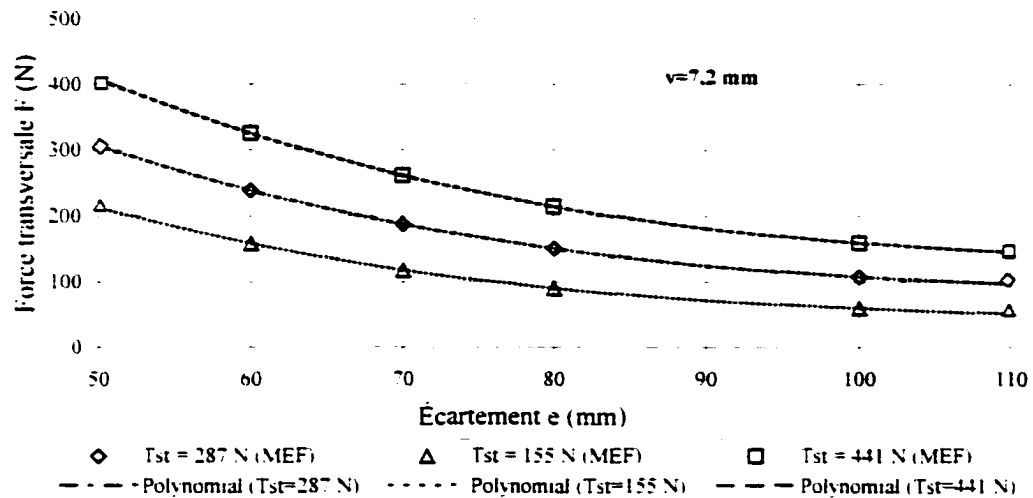


Figure 80 Variation de la force transversale en fonction de l'écartement (courroie synchrone)

La déflexion imposée doit être suffisamment large dans le but de déterminer la tension statique avec une précision raisonnable sans pour autant détériorer la courroie. Une déflexion autour de $1/10^{\text{ème}}$ de l'écartement e de l'appareil demeure la meilleure déflexion compromise et représentative. Dans le but de montrer l'influence de l'écartement sur la précision de mesure de la tension, plusieurs simulations ont été réalisées pour une déflexion de 7.2 mm (correspondant à quatre tours complets de la vis) et pour les tensions statiques, 155 N, 287 N et 441 N (voir la figure 80). Théoriquement, on constate que plus l'écartement est faible, meilleure est l'estimation de la tension statique. La limite inférieure de l'écartement est simplement limitée par les dimensions des doigts et de l'épaisseur de la courroie.

7.3.2.5 Variation de l'entraxe de la transmission

Plusieurs simulations par éléments finis permettant de faire varier l'entraxe C des deux poulies sont réalisées et prouvent que les résultats restent pratiquement inchangés (moins de 0.1% de variation). Ceci constitue un précieux avantage du moment que cet appareil à trois points ne requiert qu'un seul calibrage pour n'importe quel entraxe des poulies. Par conséquent, la mesure de la tension statique est indépendante de la longueur de la courroie de transmission.

7.4 Courroie-V

7.4.1 Modélisation

Étant donné la forme de la section transversale de la courroie-V, cette dernière a dû être modélisée en trois dimensions. Le type d'éléments choisi est SOLID92 puisqu'il permet de modéliser une structure 3D à l'aide d'éléments en tétraèdre ayant 10 nœuds possédant chacun trois degrés de liberté (trois translations selon les directions X, Y et Z). La figure 81 ci-dessous montre les conditions frontières de la courroie-V.

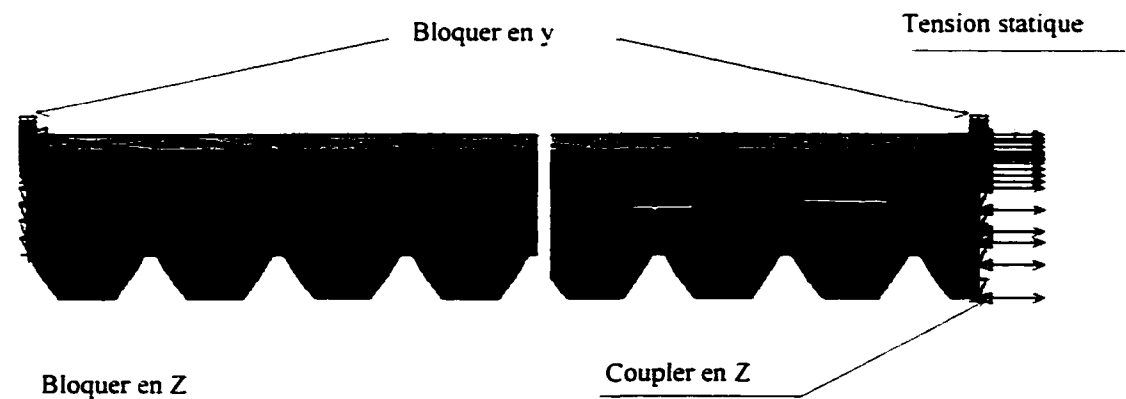


Figure 81 Conditions frontières du brin supérieur de la courroie-V

De la même manière que la courroie synchrone, le modèle est représenté par le brin supérieur ayant une longueur égale à $C=432$ mm. Afin de s'assurer que le modèle représente bien la réalité, il a été composé de quatre couches, à savoir : deux couches d'élastomère, une couche des fibres principales et une couche des fibres anti-usure. La figure 82 montre les dimensions de la courroie-V.

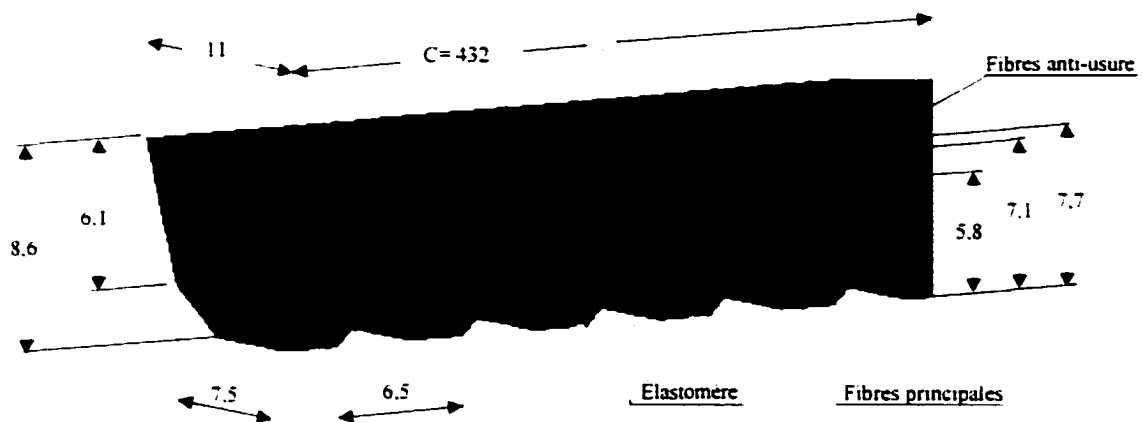


Figure 82 Dimensions de la courroie-V

Au moyen du fichier de simulation de la courroie-V (voir annexe 5), la figure 83 montre un exemple de simulation (MÉF) pour une tension statique $T_{st}=486$ N et un écartement des doigts $e=60$ mm.

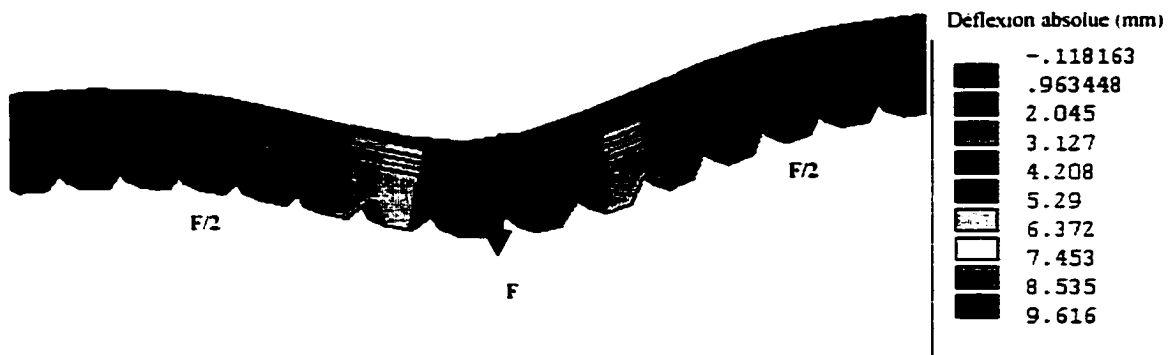


Figure 83 Simulation (MÉF) pour $T_{st}=486$ N et $e=60$ mm (courroie-V)

7.4.2 Discussion et interprétation des résultats

7.4.2.1 Variation de la position de l'appareil

Similairement à la courroie synchrone, on fait varier la position de l'appareil tout le long du brin supérieur de la courroie-V (voir la figure 46 à la page 66). Pour comparer les résultats expérimentaux (EXP) et théoriques (MÉF), on a choisi les mêmes positions $L=114$ mm, $L=183$ mm et $L=216$ mm pour la même tension statique $T_{st}=397$ N. Les graphiques de la force transversale en fonction de la déflexion sont présentés dans les figures 84 et 85 respectivement pour deux écartements des doigts $e=100$ mm et $e=60$ mm.

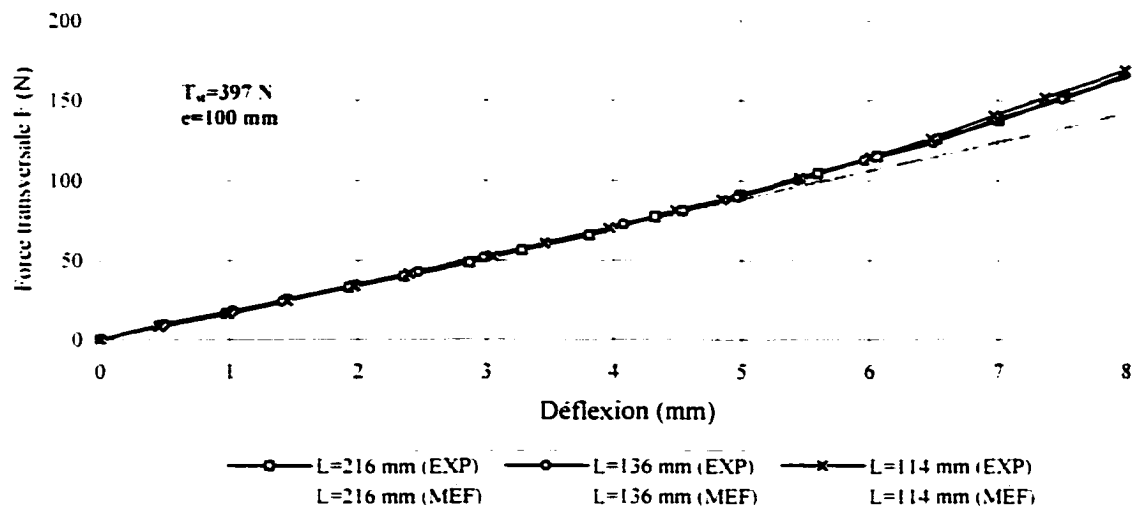


Figure 84 Variation de la position L de l'appareil pour $e=100$ mm et $T_{st}=397$ N (courroie-V)

On constate que les résultats théoriques, pour les différentes positions L , sont quasiment confondus (moins de 0.1% de variation). Donc, la position de l'appareil n'influe pas la détection de la tension. Numériquement, en comparant les résultats théoriques et ceux expérimentaux, pour une déflexion de 6 mm, les variations sont presque égales à 6% et

5% respectivement pour les écartements $e=100$ mm et $e=60$ mm. Ceci est dû au fait que les imprécisions de mesure deviennent moins significatives devant les efforts appliqués dans la courroie.

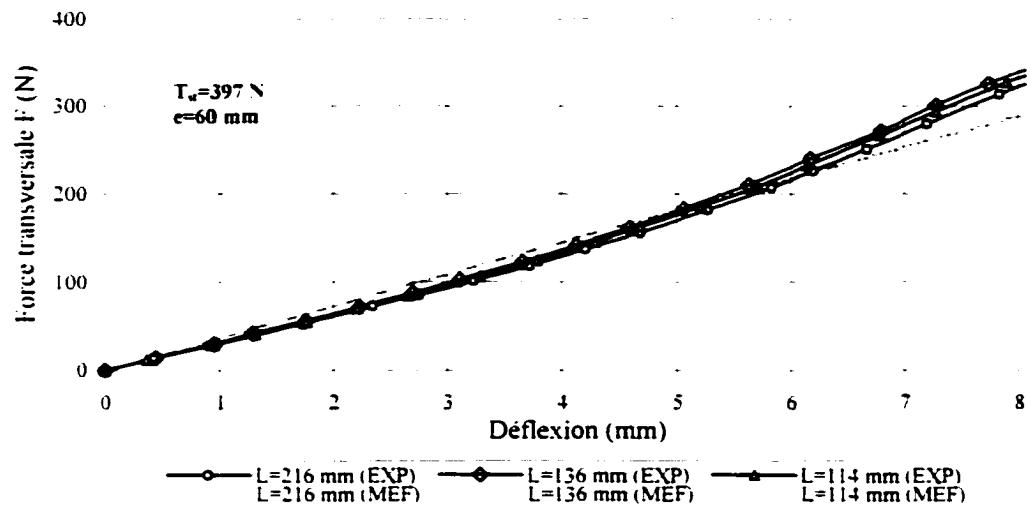


Figure 85 Variation de la position de l'appareil pour $e=60$ mm et $T_{st}=397$ N (courroie-V)

7.4.2.2 Variation de la tension statique

Les graphiques de la variation de la force transversale en fonction de la déflexion, pour trois tensions statiques, à savoir 221 N, 309 N et 397 N, sont présentés sur les figures 86 et 87 respectivement pour les écartements $e=100$ mm et $e=60$ mm.

Semblablement à la courroie synchrone, il est notable que plus l'écartement des doigts diminue, plus l'effort transversal doit être important pour une même déflexion imposée. Numériquement, pour une déflexion de 6 mm, la différence entre les résultats théoriques (MÉF) et expérimentaux (EXP) est de 5% pour un écartement de $e=100$ mm et est uniquement de 3.5% pour $e=60$ mm.

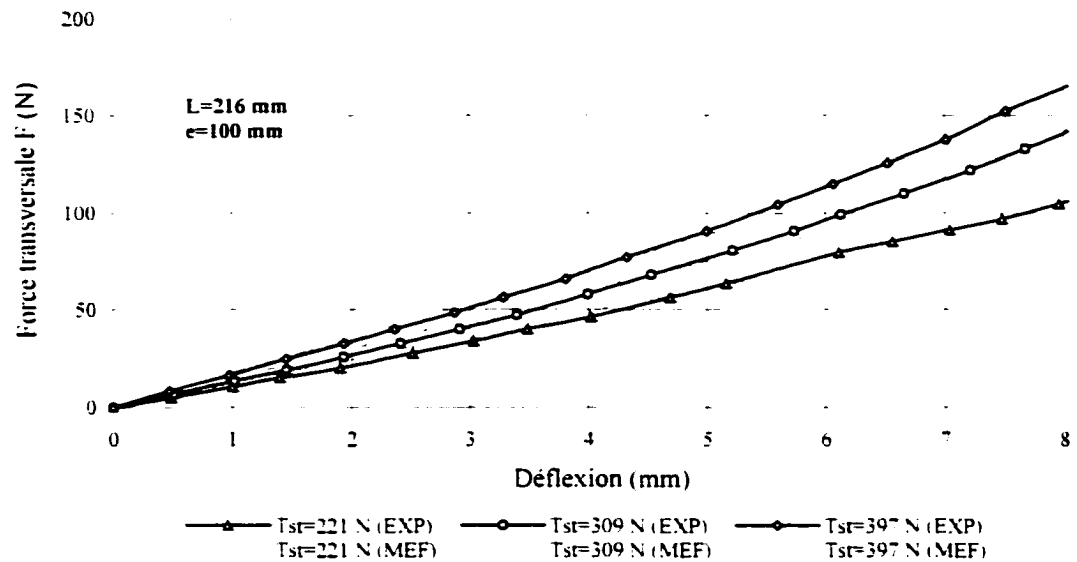


Figure 86 Variation de la tension statique pour $e=100$ mm (courroie-V)

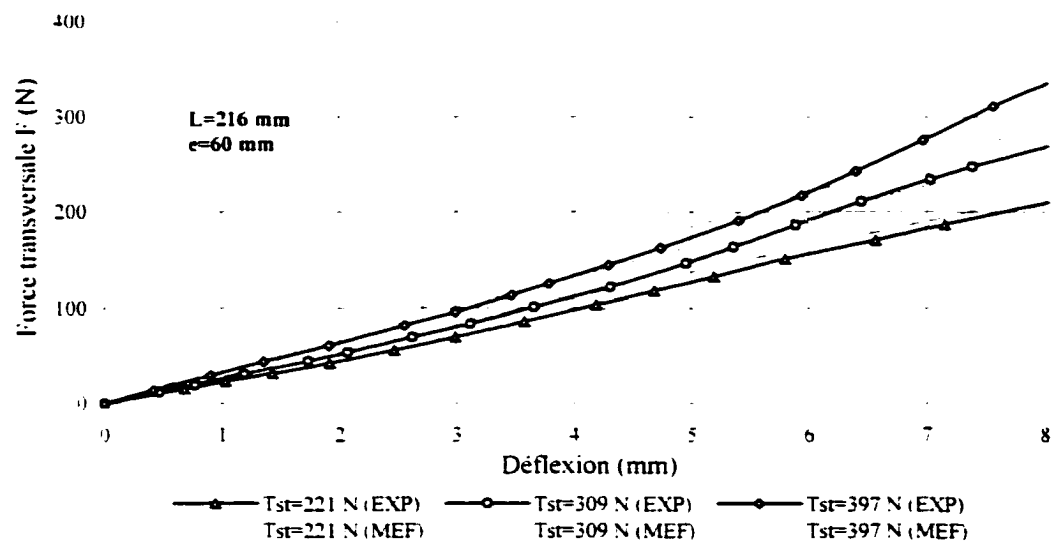


Figure 87 Variation de la tension statique pour $e=60$ mm (courroie-V)

De la même manière que la courroie synchrone, pour une même déflexion imposée, plus l'écartement des doigts est faible, plus l'effort appliqué est important.

Il est notable également qu'il est nécessaire d'imposer une déflexion suffisamment grande, pour être capable d'estimer efficacement la tension statique dans la courroie. En effet, pour une déflexion de 1.8 mm, une variation de tension T_{st} de 88 N correspond à une variation de l'effort transversal F inférieure à 10 N. À l'opposé, pour une déflexion de 7.2 mm (4 fois 1.8 mm), pour une même variation de T_{st} , on observe une variation correspondante pour F supérieure à 55 N, donc un gradient de F multiplié par 5.5.

7.4.2.3 Variation de la force transversale en fonction de la tension statique

La variation de la tension statique T_{st} en fonction de la force transversale F est présentée sur les deux figures 88 et 89 respectivement pour deux écartements $e=100$ mm et $e=60$ mm.

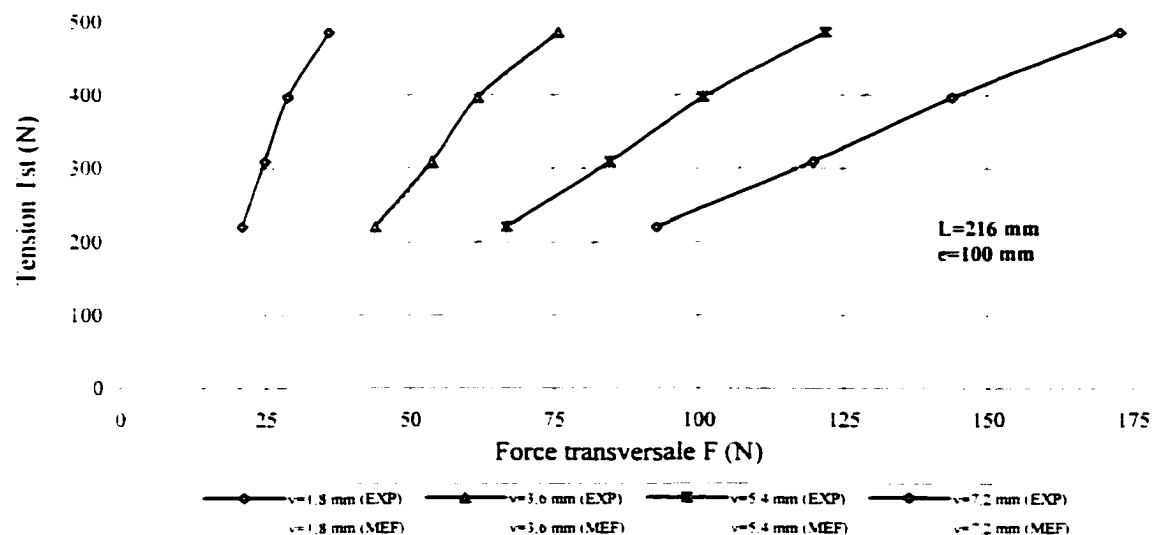


Figure 88 Variation de la tension statique en fonction de la force transversale pour $e=100$ mm (courroie-V)

D'après ces courbes, on constate que, pour une déflexion de 7.2 mm de la courroie et pour des forces appliquées supérieures à 100 N, les résultats théoriques et expérimentaux

sont mieux réussis pour l'écartement $e=60$ mm. Ceci est dû au fait que les imprécisions deviennent moins significatives quand les forces appliquées sont plus élevées. D'autre part, d'après la figure 89, pour une déflexion imposée de 7.2 mm et une force appliquée de 200 N, la variation entre les tensions statiques trouvée expérimentalement et numériquement est de 8%. Cependant, pour les faibles déflexions, les résultats théoriques ne collent pas tout à fait à ceux expérimentaux mais la tendance reste quand même semblable.

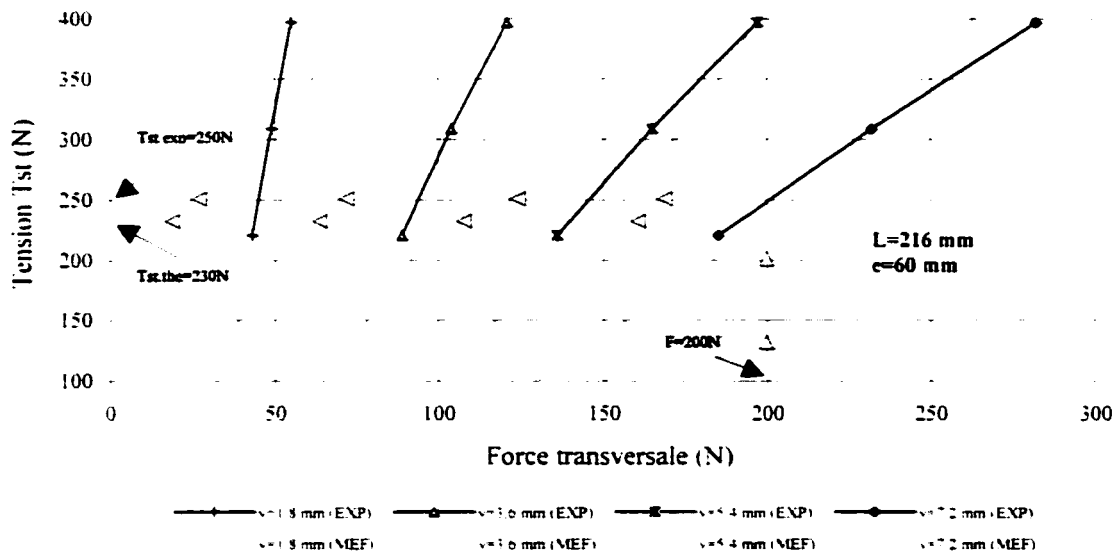


Figure 89 Variation de la tension statique en fonction de la force transversale pour $e=60$ mm (courroie-V)

7.4.2.4 Variation de la force transversale en fonction de l'écartement

la figure 90 montre la variation de la force transversale F en fonction de l'écartement pour différentes tensions, à savoir 221 N, 309 N et 397 N. Il est clair que plus qu'on se rapproche de la limite inférieure de l'écartement des doigts de l'appareil, plus la variation de l'effort transversal dans la courroie est élevée. L'écartement le plus faible dans cet appareil est limité par la taille des doigts et par l'épaisseur de la courroie.

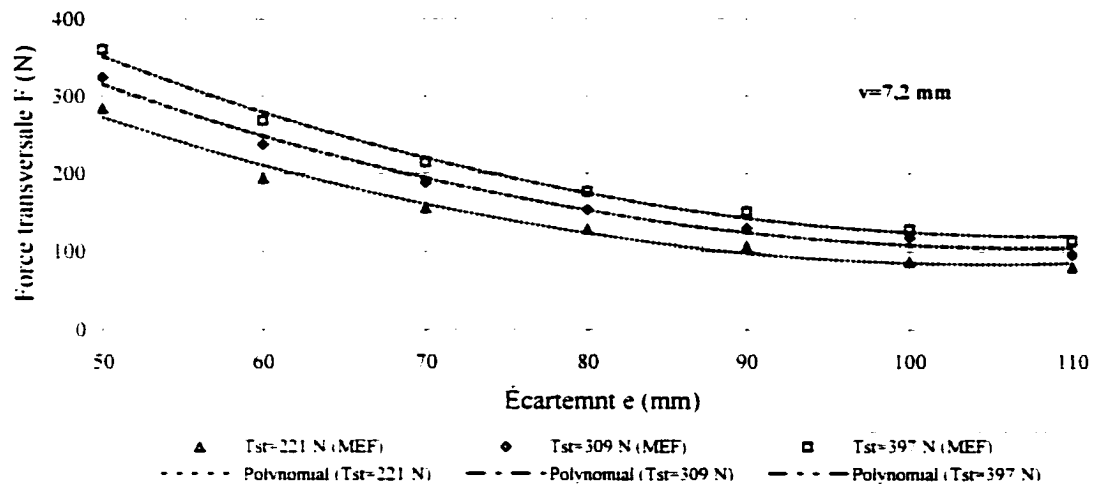


Figure 90 Variation de la force transversale en fonction de l'écartement (courroie-V)

7.4.2.5 Variation de l'entraxe de la transmission

De la même manière que la courroie synchrone, les résultats théoriques (MÉF) demeurent quasiment invariables dont la variation n'accède pas 0.1% pour différents entraxes entre les poulies. Ce qui permet de confirmer que cet appareil requiert un seul et unique calibrage pour ajuster la tension statique dans la courroie.

7.5 Conclusion

La comparaison entre les mesures effectuées en laboratoire et les simulations par éléments finis est satisfaisante, compte tenu de l'approximation du matériau composite de la courroie par une combinaison de deux et trois matériaux. Le comportement des deux courroies synchrone et trapézoïdale est similaire vis-à-vis des résultats trouvés théoriquement et expérimentalement. Par ailleurs, une parfaite maîtrise des caractéristiques de tous les constituants de la courroie, en particulier la rigidité et les modules d'élasticité longitudinal et transversal, améliore nettement les résultats théoriques.

CONCLUSIONS

L'objectif de ce projet était la conception d'un appareil de mesure de la tension statique d'une courroie, basé sur le principe de la « Force-Déflexion » à trois points. Au cours de cette étude, où deux types de courroies, soit synchrone et trapézoïdale, ont été testées nous avons pu montrer qu'il était possible de mesurer la tension avec précision.

Il est important de noter que cet appareil requiert un seul et unique calibrage pour chaque type de courroie, quelque soit l'entraxe des poulies. Ceci constitue un grand avantage par rapport à l'appareil de mesure à un seul point de déflexion.

Le positionnement de l'appareil sur la courroie peut être aléatoire, et n'influe guère la détection de la tension statique contrairement à l'appareil à un point de déflexion qui impose d'évaluer la tension au milieu de la longueur rectiligne d'un brin de la courroie. Cela permet à l'utilisateur de positionner l'appareil approximativement le long du brin, sans que cela nuise à la qualité de la mesure.

Un autre avantage de l'appareil à trois points de déflexion est qu'il se positionne automatiquement sur la courroie, alors que l'appareil à un point de déflexion nécessite que l'opérateur applique la force perpendiculairement à la longueur rectiligne d'un brin.

En résumé, notre appareil donne des résultats fiables et précis, il est facile à utiliser, même dans des espaces relativement réduits, et la mesure relevée ne dépend pas de la compétence de l'opérateur.

Par l'expérimentation nous avons pu remarquer que l'écartement optimal des doigts de l'appareil doit être le plus faible possible pour avoir un gradient de force transversal suffisamment fort et ainsi diminuer les erreurs de mesure de la tension statique.

Cependant il est clair que cet écartement est limité par la taille des doigts et la section transversale de la courroie.

Finalement, des simulations numériques ont été entreprises dans le but de déterminer l'écartement optimal des doigts, et le meilleur compromis possible entre la déflexion imposée et la précision de la mesure relevée. Dans un premier temps, nous nous sommes concentrés sur la concordance des simulations avec les tests réalisés, ce qui a pu être atteint après avoir caractérisé les différents matériaux de la courroie. Les résultats des simulations (utilisant la méthode des éléments finis) concordent assez bien avec les mesures expérimentales obtenues en laboratoire à l'aide de l'appareil. Dans un second temps, en faisant varier l'écartement des doigts, ainsi que la déflexion imposée, nous avons pu noter d'une part, que les différences entre les mesures et les simulations s'atténuent lorsque l'écartement des doigts diminue et, d'autre part, lorsque la déflexion imposée est assez importante (au delà de 6 mm).

A la lumière des résultats des simulations numériques, il apparaît comme un bon compromis que la déflexion imposée doit être égale à $1/10^{\text{ème}}$ de l'écartement des doigts de l'appareil de mesure à trois points. Cela nous permet d'avoir une mesure précise de la tension tout en réduisant le risque de détérioration de la courroie.

Il y a lieu de souligner que les travaux entrepris dans ce projet peuvent être poursuivis et complétés sur différents aspects comme il est indiqué ci-après dans les recommandations.

RECOMMANDATIONS

Dans le but d'approfondir et d'élargir le travail entrepris dans ce projet, il y a lieu de souligner la possibilité d'apporter des améliorations, ou dans certains cas de mener des recherches complémentaires, soit en ce qui a trait à la conception de l'appareil de mesure de la tension, soit au modèle des éléments finis, ou encore au champ d'application et d'utilisation de cet appareil. Voici donc quelques recommandations pertinentes à la poursuite ou à l'approfondissement de ce projet :

- Optimiser le poids de l'appareil de mesure afin de minimiser la déflexion de la courroie au moment de la mise en place de l'appareil et de réduire les erreurs de mesure.
- Réduire le frottement de la courroie sur les doigts de l'appareil, par exemple en montant sur ces derniers des roulements à aiguilles.
- Rendre l'appareil plus compact pour pouvoir accéder aux endroits étroits et à espace réduit.
- Étendre le champ d'utilisation de l'appareil à d'autres types de courroie telles que les courroies plates, striées, courroies jumelées, etc.
- Améliorer les mesures de caractérisation des différents matériaux constituant la courroie pour augmenter la précision des résultats théoriques (MÉF).
- Améliorer la conception du montage expérimental en plaçant des roulements dans les paliers des poulies et dans la poulie de renvoi afin de diminuer le frottement.
- Améliorer la prise de mesure des déflexions lors des essais expérimentaux en plaçant des comparateurs à cadran au dessus des doigts de l'appareil.
- Affiner le modèle des éléments finis en utilisant des éléments SHELL63 pour réduire le temps d'exécution de la simulation.
- Inclure le module d'élasticité transversal pour plus de précision.

ANNEXE 1

Calcul de la tension statique

V-BELT TENSIONING

INTRODUCTION

Because V-belts operate on the friction principle, multiplied by the mechanical advantage of the wedging principle, proper tensioning of v-belts is the single most important factor necessary for long, satisfactory operation. Too little tension will result in slippage, causing rapid belt and sheave wear, and loss of productivity. Too much tension can result in excessive stress on belts, bearings, and shafts and reduced efficiency.

However, there is still a wide range of tension within which a drive will operate satisfactorily. It is the intent of this section to permit the engineer to find this proper range for any V-belt drive.

THE EFFECT OF TECHNOLOGY ON TENSIONING

Prior to 1956, V-belt tensioning was readily accomplished by simple procedures such as thumb pressure, slapping the belts, etc. Since that time, new materials, especially synthetic fibers, and new processes have permitted V-belt manufacturers to increase horsepower ratings. In addition, newer high capacity cross-sections (3V, 5V, 8V) have been introduced.

As horsepower ratings for individual belts were increased, and belt cross section became smaller, the number of belts on a drive were decreased, resulting in higher tensions per belt. It therefore has become increasingly difficult to judge proper tensioning by former thumb-pressure techniques.

To further complicate matters, the existence of older design and newer design drives in the same plant creates a multiple standard for tensioning. For example, a drive designed in 1955, equipped with today's higher rated V-belts, would in effect be over belted by 120%.

METHODS OF TENSIONING V-BELTS

It should be noted by the engineer, that the most precise way of determining proper V-belt tensions is by the "Formula Method" described on the following pages. However, recognizing that this method is sometimes impractical, we also offer the "General Method" and tables of average values. In most cases, these will prove adequate. In all cases, care should be exercised regarding sheave groove wear and alignment, as these factors play an important part in achieving the long, trouble-free service associated with V-belt drives.

GENERAL METHOD

A few simple rules should be followed to satisfy most drive requirements:

1. For installation, reduce the center distance so the belts may be placed in the sheave grooves without force. Arrange the belts so that both the top and bottom spans have about the same amount of sag. Apply tension to the belts by increasing the center distance until the belts are snug and have a live, springy action when struck with the hand.
2. Operate the drive a few minutes to seat the belts in the sheave grooves. Observe the operation of the drive under its highest load condition (usually starting). A slight bowing of the slack side of the drive indicates adequate tension. If the slack side remains taut during the peak load, the drive is too tight.
3. Check the tension on a new drive several times during the first 24 hours of operation, by observing the slack side span.
4. Keep the drive free of foreign material which might cause slippage or damage to the belt and sheave surfaces.
5. If a V-belt slips, it is too loose. Increase the tension by increasing the center distance. Never apply belt dressing, as this will damage the belt and cause early failure.

V-BELT TENSIONING (Continued)

Table 29 Factors Table

Arc of Contact (degrees)	$\frac{(D-d)}{C}$	A	B	H	K	M	N (C _p)	O
180	0.000	—	1.000	2.000	24.750	1.000	1.00	0.75
179	0.017	57.297	1.000	2.000	24.843	1.000	1.00	0.75
178	0.035	28.649	1.000	2.000	24.937	1.000	1.00	0.76
177	0.052	19.101	1.000	1.999	25.032	1.000	0.99	0.76
176	0.070	14.327	0.999	1.999	25.129	0.999	0.99	0.76
175	0.087	11.463	0.999	1.998	25.227	0.999	0.99	0.76
174	0.105	9.554	0.998	1.997	25.326	0.999	0.99	0.77
173	0.122	8.190	0.998	1.996	25.427	0.998	0.98	0.77
172	0.140	7.168	0.997	1.995	25.529	0.998	0.98	0.77
171	0.157	6.373	0.996	1.994	25.632	0.997	0.9	0.77
170	0.174	5.737	0.996	1.992	25.737	0.996	0.98	0.77
169	0.192	5.217	0.995	1.991	25.844	0.995	0.97	0.78
168	0.209	4.783	0.994	1.989	25.952	0.995	0.97	0.78
167	0.226	4.417	0.993	1.987	26.061	0.994	0.97	0.78
166	0.244	4.103	0.992	1.985	26.172	0.993	0.97	0.78
165	0.261	3.831	0.991	1.983	26.285	0.992	0.96	0.78
164	0.278	3.593	0.990	1.981	26.399	0.990	0.96	0.79
163	0.296	3.383	0.988	1.978	26.515	0.989	0.96	0.79
162	0.313	3.196	0.987	1.975	26.633	0.988	0.96	0.79
161	0.330	3.029	0.986	1.973	26.752	0.987	0.96	0.80
160	0.347	2.879	0.984	1.970	26.873	0.985	0.95	0.80
159	0.364	2.744	0.983	1.967	26.996	0.984	0.95	0.80
158	0.382	2.620	0.981	1.963	27.120	0.982	0.95	0.80
157	0.399	2.508	0.979	1.960	27.247	0.980	0.94	0.81
156	0.416	2.405	0.977	1.956	27.375	0.979	0.94	0.81
155	0.433	2.310	0.975	1.953	27.505	0.977	0.94	0.81
154	0.450	2.223	0.973	1.949	27.638	0.975	0.93	0.81
153	0.467	2.142	0.971	1.945	27.772	0.973	0.93	0.81
152	0.484	2.067	0.969	1.941	27.908	0.971	0.93	0.82
151	0.501	1.997	0.967	1.936	28.046	0.969	0.93	0.82
150	0.518	1.932	0.965	1.932	28.187	0.967	0.92	0.82
149	0.534	1.871	0.962	1.927	28.329	0.965	0.92	0.82
148	0.551	1.814	0.960	1.923	28.474	0.963	0.92	0.83
147	0.568	1.760	0.957	1.918	28.621	0.961	0.91	0.83
146	0.585	1.710	0.954	1.913	28.771	0.959	0.91	0.83
145	0.601	1.663	0.952	1.907	28.922	0.956	0.91	0.83
144	0.618	1.618	0.949	1.902	29.076	0.954	0.91	0.83
143	0.635	1.576	0.946	1.897	29.233	0.952	0.90	0.84
142	0.651	1.536	0.943	1.891	29.392	0.949	0.90	0.84
141	0.668	1.498	0.940	1.885	29.553	0.947	0.90	0.84
Arc of Contact (degrees)	$\frac{(D-d)}{C}$	A	B	H	K	M	N (C _p)	O
140	0.684	1.462	0.936	1.879	29.718	0.944	0.89	0.84
139	0.700	1.428	0.933	1.873	29.884	0.942	0.89	0.84
138	0.717	1.395	0.930	1.867	30.054	0.939	0.89	0.85
137	0.733	1.364	0.926	1.861	30.226	0.936	0.88	0.85
136	0.749	1.335	0.922	1.854	30.402	0.934	0.88	0.85
135	0.765	1.307	0.919	1.848	30.580	0.931	0.88	0.85
134	0.781	1.280	0.915	1.841	30.761	0.928	0.87	0.85
133	0.797	1.254	0.911	1.834	30.945	0.925	0.87	0.86
132	0.813	1.229	0.907	1.827	31.132	0.923	0.87	0.86
131	0.829	1.206	0.903	1.820	31.323	0.920	0.86	0.86
130	0.845	1.183	0.898	1.813	31.516	0.917	0.86	0.86
129	0.861	1.161	0.894	1.805	31.713	0.914	0.86	0.86
128	0.877	1.141	0.889	1.798	31.914	0.911	0.85	0.85
127	0.892	1.121	0.885	1.790	32.118	0.908	0.85	0.85
126	0.908	1.101	0.880	1.782	32.325	0.905	0.84	0.84
125	0.939	1.065	0.870	1.766	32.752	0.899	0.84	0.84
123	0.954	1.048	0.864	1.758	32.970	0.896	0.83	0.83
122	0.970	1.031	0.859	1.749	33.193	0.893	0.83	0.83
121	0.985	1.015	0.853	1.741	33.420	0.890	0.83	0.83
120	1.000	1.000	0.847	1.732	33.651	0.887	0.82	0.82
119	1.015	0.985	0.841	1.723	33.886	0.884	0.82	0.82
118	1.030	0.971	0.835	1.714	34.126	0.880	0.81	0.81
117	1.045	0.957	0.829	1.705	34.370	0.877	0.81	0.81
116	1.060	0.944	0.822	1.696	34.618	0.874	0.81	0.81
115	1.075	0.931	0.815	1.687	34.871	0.871	0.80	0.80
114	1.089	0.918	0.808	1.677	35.130	0.868	0.80	0.80
113	1.104	0.906	0.801	1.668	35.393	0.865	0.79	0.79
112	1.118	0.894	0.793	1.658	35.661	0.861	0.79	0.79
111	1.133	0.883	0.785	1.648	35.934	0.858	0.79	0.79
110	1.147	0.872	0.776	1.638	36.213	0.855	0.78	0.78
109	1.161	0.861	0.767	1.628	36.497	0.852	0.78	0.78
108	1.176	0.851	0.757	1.618	36.787	0.849	0.77	0.77
107	1.190	0.841	0.747	1.608	37.083	0.845	0.77	0.77
106	1.204	0.831	0.736	1.597	37.385	0.842	0.77	0.77
105	1.218	0.821	0.724	1.587	37.693	0.839	0.76	0.76
104	1.231	0.812	0.710	1.576	38.008	0.836	0.76	0.76
103	1.245	0.803	0.694	1.565	38.328	0.833	0.75	0.75
102	1.259	0.795	0.675	1.554	38.656	0.830	0.75	0.75
101	1.272	0.786	0.644	1.543	38.991	0.826	0.74	0.74

V-BELT TENSIONING

(Continued)

Strand Deflection — Formula Method

This method is based on the fact that the force required to deflect a given span length by a given amount is related to the tension in the belt. (Note: If the drive uses banded V-belts, use "Belt Elongation Method." See page 294.)

Step 1. Install the belts per rules 1 and 2 of the "General Method" discussed previously. Measure span length (L) in inches as shown in Figure 26, or calculate as follows:

$$L = \sqrt{C^2 - \left(\frac{D-d}{2}\right)^2}$$

Where:

- L = span length, in inches
- C = center distance, in inches
- D = large sheave pitch diameter, in inches
- d = small sheave pitch diameter, in inches

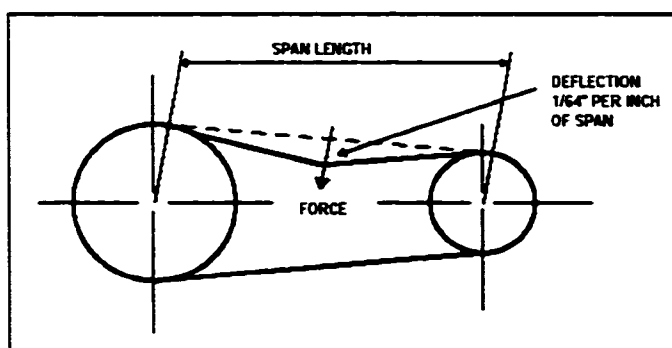


Figure 26 — BELT DEFLECTION DIAGRAM

Step 2. Calculate the deflection distance by $L/64$ = deflection. Note from Figure 26 that the deflection distance is always $1/64$ " per inch of span length (for example, a 32" span length would require a deflection of $32/64$ or 1/2 inch).

Step 3. Calculate the static strand tension (T_s) per belt by the following formula:

$$T_s = \frac{\text{Design HP} \times K}{Q \times S} + T_c$$

Where: K = value from Table 29 depending on value of $\frac{D-d}{C}$

Q = number of belts/ribs on drive

S = belt speed, feet per minute $\div 1000$

T_c = add-on tension allowance for centrifugal force, from Table 31 on page 291

Note: The value of T_s is for an individual V-belt. If a banded V-belt is used, refer to "Elongation Method."

Step 4. Calculate the recommended minimum and maximum deflection forces (P), in pounds:

$$P_{\min} = \frac{T_s + Y}{16} \quad P_{\max} = \frac{(1.5 \times T_s) + Y}{16}$$

Where:

T_s = static strand tension (from Step 3)

Y = Constant from Table 30 on page 289

V-BELT TENSIONING (Continued)

TABLE 30 - FACTORS C_c & Y

BELT CROSS SECTION	C _c SINGLE BELTS	C _c BANDED BELTS	Y
A	0.72	-	6.00
AP	0.72	0.86	5.00
AK	0.74	-	9.00
AX	0.68	0.81	6.00
B	0.99	-	9.00
BP	1.09	1.36	8.00
BK	1.21	0	16.00
BX	0.95	1.17	9.00
C	2.09	-	18.00
CP	1.84	2.24	18.00
CK	2.09	-	24.00
CX	1.69	-	19.00
DP	3.65	4.19	28.00
DX	3.83	4.78	40.00
3VX	0.55	0.47	4.00
5VX/5V	1.25	1.32	11.00
8V	2.95	3.46	25.00
8VX	2.95	3.46	30.00

NOTE: For drives using only one belt, and at least one shaft is free to turn, use the following for the deflection forces (P):

$$P_{\min} = \frac{F_t + 7T}{16} \qquad P_{\max} = \frac{(1.5 \times F_t) + 7T}{16}$$

Where: L = span length, inches (from step 1)
 L = belt pitch length, inches
 Y = constant from Table 30 above

STEP 5

Tension the V-belts by this procedure:

a) Using a Daveco Tensiometer (part no. 102761), or other suitable spring scale, apply force to ONE belt of the drive, perpendicular to the span at its mid-point, as shown in figure 27. See Page 297 for the Tensiometer instructions.

b) Measure the deflecting force being applied when the belt has been deflected the distance calculated in Step 2 (use an adjacent belt as reference point; on single belt drives, use straight edge or taut string across sheaves). The measured force should be between the values of P_{min} and P_{max} calculated in Step 4. If the measured force is outside these values, adjust center distance to increase or reduce tension, and repeat above procedure. On multiple belt drives an average of readings on each belt is recommended.

NOTE: If new belts are being installed for the first time, it is permissible to tension as much as 1.33 x P_{max} to allow for initial stretch and seating in the grooves.

STEP 6

During the first 24 hours of operation, it is advisable to repeat the procedure in Step 5 at least once.

V-BELT TENSIONING (Continued)

Example of Determining Tension by Formula Method

Given drive parameters:

Driven HP = 25

Driver = 6 groove, C section, 10.0" p.d. (@ 1750 RPM)

Driven = 6 groove, C section, 30.0" p.d.

Belts = 6 CP162 Super Blue Ribbon

Center Distance = 50.0"

STEP 1

Measure span length (t), or calculate as:

$$t = \sqrt{C^2 - \left(\frac{D-d}{2}\right)^2}$$

$$t = \sqrt{50^2 - \left(\frac{30-10}{2}\right)^2} = 49.0"$$

STEP 2

Calculate deflection distance: $t = 49/64"$

STEP 3

To find Static Strand Tension (Ts), first calculate:

$$S \left(\frac{fpm}{1000} \right) = \frac{10 \times 1750 \times 0.262}{1000} = 4.585$$

$$\frac{D-d}{C} = \frac{30-10}{50} = 0.4$$

and find factor K from Table 29 on Page 287.

K = 27.257 (interpolating)

$$T_s = \frac{\text{Design Horsepower} \times K}{Q \times S} + T_c$$

from Table 31

$$T_s = \frac{125 \times 27.257}{6 \times 4.585} + 20.8 = 144.7 \text{ lbs.}$$

V-BELT TENSIONING (Continued)

STEP 4

Calculate minimum and maximum deflection forces :

$$P_{\min} = \frac{T_1 + Y}{16} = \frac{144.7 + 16}{16} = 10 \text{ lbs.}$$

$$P_{\max} = \frac{(1.5 \times T_1) + Y}{16} = \frac{217.1 + 16}{16} = 14.6 \text{ lbs.}$$

STEP 5

Belts are tensioned at deflection distance of $49/64$ " until force readings are between 10 and 15 lbs. If belts are new, between 15 and 20 lbs.

ALTERNATE FORMULA FOR FINDING STRAND TENSION

$$T_s = 16.5 \times \left(\frac{2.5 - N}{N} \right) \left(\frac{\text{Design HP}}{Q \times S} \right) + \frac{C_c \cdot S^2}{2}$$

Where : N= Arc Correction Factor, Table 29

Q=Number of belts on drive

C_c=Centrifugal constant from Table 30

S=Belt speed, feet per minute/1000

TABLE 31 - T_c CENTRIFUGAL TENSION ADD-ON VALUES FOR CALCULATING STATIC STRAND TENSION (T_s) OF INDIVIDUAL V-BELTS. (FOR BANDED BELTS SEE TABLE 32)

S ftm 1000	POWER-WEDGE COG-BELT			SUPER POWER WEDGE		SUPER BLUE RIBBON & ARAMAX				GOLD LABEL COG & SUPER II			
	3VX	5VX	5VX	5V	8V	AP AK	BP BK	CP CK	DP	AX A	BX B	CX C	DX D
0.50	0.05	0.13	0.44	0.15	0.41	0.08	0.13	0.25	0.47	0.08	0.13	0.22	0.50
0.75	0.11	0.30	0.98	0.34	0.92	0.19	0.30	0.56	1.05	0.17	0.28	0.50	1.12
1.00	0.19	0.54	1.74	0.61	1.64	0.33	0.54	0.99	1.87	0.31	0.50	0.89	1.98
1.25	0.30	0.84	2.72	0.96	2.56	0.52	0.84	1.54	2.92	0.48	0.78	1.39	3.10
1.50	0.44	1.21	3.92	1.38	3.69	0.75	1.21	2.22	4.20	0.69	1.13	2.00	4.46
1.75	0.59	1.65	5.34	1.88	5.02	1.02	1.65	3.03	5.72	0.94	1.53	2.72	6.08
2.00	0.78	2.16	6.97	2.45	6.56	1.33	2.16	3.95	7.47	1.23	2.00	3.55	7.94
2.25	0.98	2.73	8.82	3.10	8.30	1.68	2.73	5.00	9.46	1.55	2.53	4.50	10.05
2.50	1.21	3.37	10.89	3.83	10.24	2.08	3.37	6.17	11.67	1.91	3.13	5.55	12.40
2.75	1.47	4.08	13.18	4.63	12.40	2.51	4.08	7.47	14.12	2.32	3.78	6.72	15.01
3.00	1.75	4.85	15.68	5.51	14.75	2.99	4.85	8.89	16.81	2.76	4.50	8.00	17.86
3.25	2.05	5.70	18.41	6.47	17.31	3.51	5.70	10.43	19.73	3.23	5.29	9.39	20.96
3.50	2.38	6.61	21.35	7.50	20.08	4.07	6.61	12.10	22.88	3.75	6.13	10.89	24.31
3.75	2.73	7.58	24.51	8.61	23.05	4.67	7.58	13.89	26.27	4.31	7.04	12.50	27.90
4.00	3.11	8.63	27.88	9.80	26.23	5.31	8.63	15.80	29.88	4.90	8.01	14.22	31.75
4.25	3.51	9.74	31.48	11.06	29.61	6.00	9.74	17.84	33.74	5.53	9.04	16.05	35.84
4.50	3.93	10.92	35.29	12.40	33.19	6.73	10.92	20.00	37.82	6.20	10.13	17.99	40.18
4.75	4.38	12.17	39.32	13.82	36.98	7.49	12.17	22.29	42.14	6.91	11.29	20.05	44.77
5.00	4.85	13.48	43.57	15.31	40.98	8.30	13.48	24.69	46.69	7.66	12.51	22.21	49.61
5.25	5.35	14.86	48.03	16.88	45.18	9.15	14.86	27.23	51.48	8.44	13.79	24.49	54.69
5.50	5.87	16.31	52.72	18.53	49.58	10.05	16.31	29.88	56.50	9.26	15.14	26.88	60.02
5.75	6.42	17.83	57.62	20.25	54.19	10.98	17.83	32.66	61.75	10.13	16.54	29.38	65.60
6.00	6.99	19.41	62.74	22.05	59.01	11.96	19.41	35.56	67.24	11.03	18.01	31.99	71.43
6.25	7.58	21.06	68.07	23.93	64.03	12.97	21.06	38.59	72.96	11.96	19.55	34.71	77.51
6.50	8.20	22.78	73.63	25.88	69.25	14.03	22.78	41.73	78.91	12.94	21.14	37.54	83.83
6.75	8.84	24.57	79.40	27.91	74.68	15.13	24.57	45.01	85.10	13.95	22.80	40.49	90.41
7.00	9.51	26.42	85.39	30.01	80.32	16.27	26.42	48.40	91.52	15.01	24.52	43.54	97.23

NOTE: When value of S is greater than 6.00, special sheaves and/or dynamic balancing may be necessary. See Page 236

V-BELT TENSIONING (Continued)

TABLE 32 - Tc CENTRIFUGAL TENSION ADD-ON VALUES FOR CALCULATING STATIC STRAND TENSION (Ts) OF BANDED V-BELTS. (FOR INDIVIDUAL V-BELTS SEE TABLE 31)

S fpm 1000	Wedge-Band			Super Vee-Band			Gold Label Cog-Band		
	R3V	R5V	R8V	RBP	RCP	RDP	RBX	RCX	RDX
0.50	0.06	0.16	0.47	0.17	0.29	0.54	0.16	0.26	0.57
0.75	0.14	0.37	1.07	0.39	0.66	1.27	0.36	0.59	1.28
1.00	0.25	1.03	2.97	1.08	1.82	3.35	1.00	1.64	3.56
1.25	0.40	1.03	2.97	1.08	1.82	3.35	1.00	1.64	3.56
1.50	0.57	1.48	4.27	1.55	2.62	4.82	1.44	2.36	5.12
1.75	0.78	2.02	5.81	2.11	3.57	6.57	1.96	3.21	6.97
2.00	1.02	2.64	7.59	2.76	4.66	8.58	2.55	4.19	9.11
2.25	1.29	3.34	9.61	3.49	5.90	10.85	3.23	5.31	11.53
2.50	1.59	4.12	11.86	4.31	7.28	13.40	3.99	6.55	14.23
2.75	1.92	4.99	14.35	5.22	8.81	16.21	4.83	7.93	17.22
3.00	2.29	5.94	17.08	6.21	10.48	19.29	5.75	9.43	20.50
3.25	2.69	6.97	20.05	7.29	12.30	22.64	6.74	11.07	24.06
3.50	3.12	8.08	23.25	8.45	14.27	26.26	7.82	12.84	27.90
3.75	3.58	9.28	26.69	9.71	16.38	30.15	8.98	14.74	32.03
4.00	4.07	10.56	30.37	11.04	18.63	34.30	10.21	16.77	36.44
4.25	4.60	11.92	34.28	12.47	21.04	38.72	11.53	18.93	41.14
4.50	5.15	13.36	38.43	13.98	23.58	43.41	12.93	21.23	46.12
4.75	5.74	14.89	42.82	15.57	26.28	48.37	14.40	23.65	51.39
5.00	6.36	16.50	47.45	17.25	29.12	53.60	15.96	26.20	56.94
5.25	7.01	18.19	52.31	19.02	32.10	59.09	17.69	28.89	62.77
5.50	7.70	19.96	57.41	20.88	35.23	64.85	19.31	31.71	68.90
5.75	8.41	21.82	62.75	22.82	38.51	70.88	21.11	34.66	75.30
6.00	9.16	23.76	68.33	24.85	41.93	77.18	22.98	37.73	81.99
6.25	9.94	25.78	74.14	26.96	45.49	83.74	24.94	40.94	88.97
6.50	10.75	27.88	80.19	29.16	49.21	90.58	26.97	44.29	96.23
6.75	11.60	30.07	86.47	31.45	53.06	97.68	29.09	47.76	103.77
7.00	12.47	32.34	93.00	33.82	57.07	105.05	31.28	51.36	111.60

NOT

When value of S is greater than 6.00, special sheaves and/or dynamic balancing may be necessary - see Page 236.

AVERAGE TENSIONING TABLES

(Page 293)

Although the Formula Method is recommended for the most accurate means of determining V-Belt tension, Table 33 may be used satisfactorily for most drives. However, these values are based on drives which are designed using recommended procedures and ratings in this catalog for the belt types and cross-sections indicated in the tables. They do NOT, for example, consider drives originally designed for wrapped-type belts, which are later upgraded to the premium Power-Wedge Cog-Belt or Gold Label Cog-Belt. In these cases, where known, the values for the wrapped-type Super Power-Wedge or Super Blue Ribbon should be used.

Failure to observe these limitations of the tables may result in excessive loads on bearings and/or shafts.

V-BELT TENSIONING (Continued)

TABLE 33 AVERAGE TENSIONING VALUES (RECOMMENDED MINIMUM FORCE PER BELT)

V-Belt Type	V-Belt Section	Small Sheave		Deflection Force for Drive Speed Ratio (lbs.)			
		Speed Range	Diameter	1.00	1.5	2.0	4.0 & over
Super II Aramax Super Blue Ribbon	A AP AK	1800-3600	3.0	2.0	2.3	2.4	3.3
		1800-3600	4.0	2.6	2.8	3.0	3.3
		1800-3600	5.0	3.0	3.3	3.4	3.7
		1800-3600	7.0	3.5	3.7	3.8	4.3
	B BP BK	1200-1800	4.6	3.7	4.3	4.5	5.0
		1200-1800	5.0	4.1	4.6	4.8	5.6
		1200-1800	6.0	4.8	5.3	5.5	6.3
		1200-1800	8.0	5.7	6.2	6.4	7.2
	C CP CK	900-1800	7.0	6.5	7.0	8.0	9.0
		900-1800	9.0	8.0	9.0	10.0	11.0
		900-1800	12.0	10.0	11.0	12.0	13.0
		700-1500	16.0	12.0	13.0	13.0	14.0
	DP	900-1500	12.0	13.0	15.0	16.0	17.0
		900-1500	15.0	16.0	18.0	19.0	21.0
		700-1200	18.0	19.0	21.0	22.0	24.0
		700-1200	22.0	22.0	23.0	24.0	26.0
Gold Label Cog Belt	AX	1800-3600	3.0	2.5	2.8	3.0	3.3
		1800-3600	4.0	3.3	3.6	3.8	4.2
		1800-3600	5.0	3.7	4.1	4.3	4.6
		1800-3600	7.0	4.3	4.6	4.8	5.3
	BX	1200-1800	4.6	5.2	5.8	6.0	6.9
		1200-1800	5.0	5.4	6.0	6.3	7.1
		1200-1800	6.0	6.0	6.4	6.7	7.7
		1200-1800	8.0	6.6	7.1	7.5	8.2
	CX	900-1800	7.0	10.0	11.0	12.0	13.0
		900-1800	9.0	11.0	12.0	13.0	14.0
		900-1800	12.0	12.0	13.0	13.0	14.0
		700-1500	16.0	13.0	14.0	14.0	15.0
	DX	900-1500	12.0	16.0	18.0	19.0	20.0
		900-1500	15.0	19.0	21.0	22.0	24.0
		700-1200	18.0	22.0	24.0	25.0	27.0
		700-1200	22.0	25.0	27.0	28.0	30.0
Power- Wedge Cog-Belt	3VX	1200-3600	2.2	2.2	2.5	2.7	3.0
		1200-3600	2.5	2.6	2.9	3.1	3.6
		1200-3600	3.0	3.1	3.5	3.7	4.2
		1200-3600	4.1	3.9	4.3	4.5	5.1
		1200-3600	5.3	4.6	4.9	5.1	5.7
		1200-3600	6.9	5.0	5.4	5.6	6.2
	5VX	1200-3600	4.4	6.5	7.5	8.0	9.0
		1200-3600	5.2	8.0	9.0	9.5	10.0
		1200-3600	6.3	9.5	10.0	11.0	12.0
		1200-3600	7.1	10.0	11.0	12.0	13.0
		900-1800	9.0	12.0	13.0	14.0	15.0
		900-1800	14.0	14.0	15.0	16.0	17.0
	5VX	900-1800	12.5	18.0	21.0	23.0	25.0
		900-1800	14.0	21.0	23.0	24.0	28.0
		700-1500	17.0	24.0	26.0	28.0	30.0
		700-1200	21.2	28.0	30.0	32.0	34.0
Super Power- Wedge	5V	400-1000	24.8	31.0	32.0	34.0	36.0
		900-1800	7.1	8.5	9.5	10.0	11.0
		900-1800	9.0	10.0	11.0	12.0	13.0
		900-1800	14.0	12.0	13.0	14.0	15.0
	8V	700-1200	21.2	14.0	15.0	16.0	17.0
		900-1800	12.5	18.0	21.0	23.0	25.0
		900-1800	14.0	21.0	23.0	24.0	28.0
		700-1500	17.0	24.0	26.0	28.0	30.0
		700-1200	21.2	28.0	30.0	32.0	34.0
		400-1000	24.8	31.0	32.0	34.0	36.0

ANNEXE 2

Calcul de la force de séparation

CALCUL DE LA FORCE DE SÉPARATION

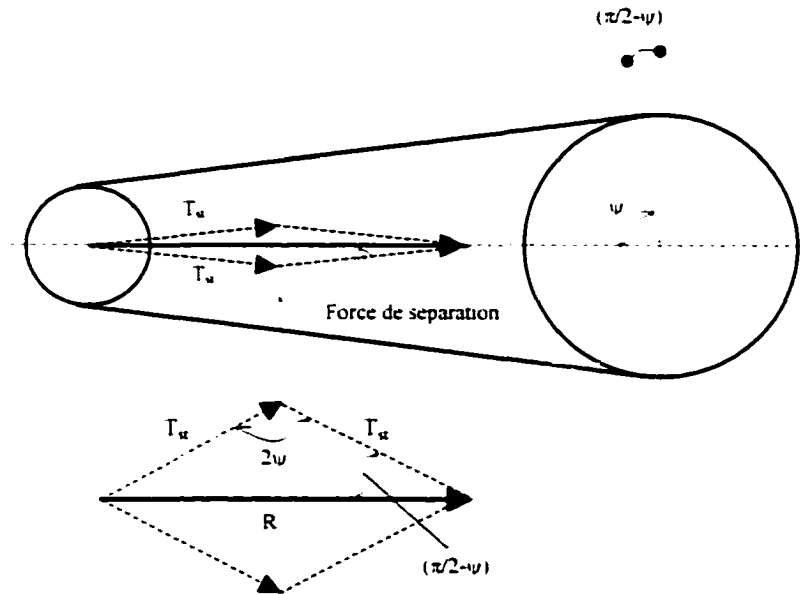


Figure 1.5 Force de séparation

En appliquant la loi des sinus, la grandeur de la force de séparation R est déterminée comme suit :

$$\frac{T_{st}}{\sin(\frac{\pi}{2} - \psi)} = \frac{R}{\sin(2\psi)}$$

Où encore :

$$R = \frac{T_{st} \sin(2\psi)}{\cos(\psi)}$$

En sachant que $\sin(2\psi) = 2 \sin(\psi) \cos(\psi)$, la grandeur R devient égale à:

$$R = 2 T_{st} \sin(\psi)$$

Où :

T_{st} est la tension statique par brin de la courroie

ψ est l'angle d'enroulement déterminé par la relation (3.2)

ANNEXE 3

Programme de régression linéaire

Programme de régression linéaire

```
% régression linéaire
% pour xi, yi:  $y=a*x+b$ 
% données d'entrée:
% vecteur de la variable indépendante:      xi
% vecteur de la variable dépendante:        yi
% réponse du programme:
% pente de la droite:                        a
% décalage en y à l'origine:                 b
% coefficient de détermination:              r2
% paramètres graphiques:
% affichage graphique de la régression: af (0 ou 1)
% syntaxe: [a,b,r2]=rlh(xi,yi,af):
function [a,b,r2]=rlh(xi,yi,af):
% calcul de a et b
[mx,nx]=size(xi);
if mx==1
    xi=xi';
end
[my,ny]=size(yi);
if my==1
    yi=yi';
end
mx=[]:nx=[]:my=[]:ny=[]:
n=length(xi);
a=(n*xi'*yi-sum(xi)*sum(yi))/(n*xi'*xi-sum(xi)^2);
b=(xi'*xi*sum(yi)-sum(xi)*xi'*yi)/(n*xi'*xi-sum(xi)^2);
```



```

% calcul du coefficient de détermination r²
yb=mean(yi);
r2=sum((a*xi+b-yb).^2)/sum((yi-yb).^2);
if af==1
    plot(xi,yi,'b*',[min(xi):max(xi)].a*[min(xi):max(xi)]+b,'-r')
    if b<0
        eq=[' y(x) = '.num2str(a).'x'.num2str(b)];
    else
        eq=[' y(x) = '.num2str(a).'x+'.num2str(b)];
    end
    title(['régression linéaire (rlh.m):'.eq.'. R²='.num2str(r2)])
    xlabel('xi(Deformation)')
    ylabel('yi. y(x):Charge en Newton')
    legend('données','régression'.0)
    pause
end

```

ANNEXE 4

Fichier de simulation de la courroie synchrone

Finis clear \$ prep7

! TITLE.TIMING BELT. TENSION 0 N. SPAN 80 mm AT 123 mm
 ! TITLE.TIMING BELT. TENSION 155 N. SPAN 80 mm AT 123 mm
 ! TITLE.TIMING BELT. TENSION 287 N. SPAN 80 mm AT 123 mm
 ! TITLE.TIMING BELT. TENSION 441.5 N. SPAN 80 mm AT 123 mm

!tableau des résultats: F_vr_vm

!Dimensions de la courroie

Nteeth=38 ! 38 dents (367 mm)
 mm=0.001 \$ eps=0.001*mm
 w=18*mm ! largeur de la courroie
 a1=5.5*mm ! largeur de la courroie
 a2=4*mm ! épaisseur totale
 a3=3*mm ! largeur de la courroie
 t1=2.2*mm ! épaisseur sans la dent
 t2=1.8*mm ! épaisseur de la dent
 Xmax=Nteeth*(a1-a2)-a1
 young=10e9 !module d'élasticité

!X1=133*mm ! Position du 1er appui
 !X2=X1-100*mm \$ Xmid=(X1-X2)/2

!X1=122*mm ! Position du 1er appui
 !X2=X1-100*mm \$ Xmid=(X1-X2)/2

!X1=102*mm ! Position du 1er appui
 !X2=X1-100*mm \$ Xmid=(X1-X2)/2

!X1=83*mm ! Position du 1er appui
 !X2=X1-100*mm \$ Xmid=(X1-X2)/2

!X1=65*mm ! Position du 1er appui
 !X2=X1-100*mm \$ Xmid=(X1-X2)/2

!X1=123*mm ! Position du 1er appui
 !X2=X1-80*mm \$ Xmid=(X1-X2)/2

!X1=128*mm ! Position du 1er appui
 !X2=X1-70*mm \$ Xmid=(X1-X2)/2
 !X1=(Xmax-60*mm)/2 ! Position du 1er appui
 !X2=X1-60*mm \$ Xmid=(X1-X2)/2

X1=(Xmax-100*mm)/2 ! Position du 1er appui
 X2=X1-100*mm \$ Xmid=(X1-X2)/2

!X1=122*mm ! Position du 1er appui

!X2=X1-60*mm \$ Xmid=(X1-X2)/2

!X1=85*mm

! Position du 1er appui

!X2=X1-60*mm \$ Xmid=(X1-X2)/2

f=200

! Force transversale max.

!Tension=155

!31.5kg*9.81/2

! (k=708.8 N/mm pour L=366.5mm)

!Tension=287

!58.5kg*9.81/2

! (k=708.8 N/mm pour L=366.5mm)

!Tension=441.5

!90kg*9.81/2

! (k=708.8 N/mm pour L=366.5 mm)

!Tension=0

!90kg*9.81/2

! (k=708.8 N/mm pour L=366.5 mm)

Tension=486

!90kg*9.81/2

! (k=708.8 N/mm pour L=366.5 mm)

Stress=Tension.w t1

R.1.w

ET.1,1,PLANE42,...3

UIMP.1,EX,NUXY,DENS,young/20.0,4

UIMP.2,EX,NUXY,DENS,young,0.3

RECTANG.0,a1,0,t1

CM.Area1,AREA

k0=4

K,k0-1,a1,0 \$ K,k0-2,a1-(a2-a3)/2,-t2

K,k0-3,a1-a2-(a2-a3)/2,-t2 \$ K,k0-4,a1-a2,0

A,k0-1,k0-2,k0-3,k0-4

RECTANG.a1,a1-a2,0,t1

CM.Area2,AREA

NUMMRG,KP,eps

*DO,i,1,Nteeth-1

AGEN,2,Area2,...i*(a1-a2),0,0

NUMMRG,KP,eps

*ENDDO

AGEN,2,Area1,...Nteeth*(a1-a2),0,0

NUMMRG,KP,eps \$ NUMCOMP,KP

COLORE,AREA,BLUEA

APLOT

AATT,1,1,1

LSEL,S,LOC,Y,-t2-eps,-eps

LESIZE,ALL,...2

LSEL,A,LOC,Y,eps,t1-eps

! Lignes Y

LESIZE,ALL,...5

LSEL,INVE

LESIZE,ALL,...5

LSEL,ALL \$ AMESH,ALL

COLOR,ELEM,CBLU

NSEL,S,LOC,Y,0.19*t1,0.61*t1 \$ ESLN,S,1

MPCHG,2,ALL

COLOR,ELEM,DGRA

ALLS

EPLOT

```

y=0.2*t1
n1=node(X1,y,0) $ nmid=node(Xmid,0.6*t1,0) $ n2=node(X2,y,0)
! Couple UX at ends
NSEL,S,LOC,X,Xmax-eps,Xmax+eps
CPINTF,UX,t1
NSEL,ALL

FINISH

/SOLU

Nleft=NODE(0,0,0)
D,Nleft,UY,0
NRight=NODE(Xmax,0,0)
D,Nright,UY,0
NSEL,S,LOC,X,0 $ D,ALL,UX,0
NSEL,ALL

NLGEOM,ON
SOLCONTROL,ON
AUTOTS,ON

TIME,0.001
DELTIM,0.001
LSEL,S,LOC,X,Xmax
SFL,ALL,PRES,-Stress
ALLS
SOLVE
nf=8
*DIM,F_Vr_Vm,ARRAY,nf,3

*DO,i,1,nf
Ftransv=i*fnf
TIME,Ftransv $ DELTIM,fnf $ OUTRES,ALL,LAST
F,n1,FY,Ftransv/2 $ F,nmid,FY,-Ftransv $ F,n2,FY,Ftransv/2
SOLVE
F_Vr_Vm(i,1)=Ftransv
F_Vr_Vm(i,2)=0.5*(UY(n1)-UY(n2))-UY(nmid)
F_Vr_Vm(i,3)=UY(nmid)
*ENDDO
OUTPUT,aaa6.txt
*STATUS,F_VR_VM
*STATUS,
OUTPUT
!*ENDIF

FINISH

POST1
PLNS,U,y

```

ANNEXE 5

Fichier de simulation de la courroie-V

FINISH
CLEAR

RESUME.vbelt_corr.db.d:etudiant

```

lc=432                ! Entraxe
epdents=5.8           ! Épaisseur de la dent
epfibres=1.3          ! Épaisseur des fibres principales
epelasto=0.6          ! Épaisseur de l'élastomère
epprotec=0.9          ! Épaisseur des fibres anti-usure
wlarge=11             ! Grande Largeur
wsmall=7.5            ! Petite largeur (à la base des dents)
wvsmall=5             ! Largeur au sommet des dents
h=6.1                 ! Hauteur au fond des dents (hauteur totale = 8.6 mm)
ht=8.6                ! Hauteur totale = 8.6 mm

mefibres=2468          ! N/mm²
!meelasto=7.2         ! N/mm² (F=168 N, allongement: 4.53 mm, analyse linéaire)
!meelasto=430         ! N/mm² (F=168 N, allongement: 2.3 mm, analyse linéaire)
!meelasto=500         ! N/mm² (F=168 N, allongement: 2.13 mm, analyse linéaire)
!meelasto=550         ! N/mm² (F=168 N, allongement: 2.024 mm, analyse inéaire)
meelasto=91.5         ! N/mm² (F=168 N, allong.: 2.034 mm, analyse non-linéaire)
meprotec=191          ! N/mm²

pas=6.5               ! Pas de la courroie en mm
! position du milieu de l'appareil
nbrdents=33           ! Nombre de dents
span=100              ! Écartement des doigts de l'appareil

zmid=nbrdents*pas      ! Nombre de dents*(pas=6.5 mm)

*IF.MOD(NINT(span/pas),2).GT.0.THEN
zmid=(nbrdents-0.5)*pas
*ENDIF
zg=zmid-span/2         ! z gauche
zd=zmid-span/2         ! z droit

ftrans=400             ! Force transversale max.
Tension=397            ! (k=84 N/mm pour L=432 mm)

np=6                  ! Nombre de pas de chargement transversal

taille=pas             ! Taille des éléments

PREP7

VIEW,1,-1,-1,1 S ANG,1,180 S AUTO,1 S rep

ET,1,SOLID92
MP,EX,1,meelasto        ! dents élastomère
MP,EX,2,mefibres        ! fibres principales
MP,EX,3,meelasto        ! élastomère entre fibres anti-usure

```

```

MP,EX,4,meprotec                                ! protection

VSEL,S,VOLU,,1                                  ! dents
VATT,1,1,1

VSEL,S,VOLU,,2                                  ! fibres principales
VATT,2,1,1

VSEL,S,VOLU,,3                                  ! élastomère entre fibres anti-usure
VATT,3,1,1

VSEL,S,VOLU,,4                                  ! protection
VATT,4,1,1
ALLS

! recherche des n° de surface pour HardPoints
ASEL,S,LOC,Y,-2.8
*GET,am,AREA,0,NUM,MIN                          ! Highest or lowest area number in the selected set.
ASEL,S,LOC,Y,5.8
ASEL,R,LOC,Z,zg-pas/2,zg-pas/2
*GET,ag,AREA,0,NUM,MIN                          ! lowest area number in the selected set.
ASEL,S,LOC,Y,5.8
ASEL,R,LOC,Z,zd-pas/2,zd-pas/2
*GET,ad,AREA,0,NUM,MIN                          ! lowest area number in the selected set.
ALLS

HPTCREATE,AREA,am,,COORD,0,-2.8,zmid
HPTCREATE,AREA,ag,,COORD,0.5,8,zg
HPTCREATE,AREA,ad,,COORD,0.5,8,zd

ESIZE,taille
VMESH,ALL

im=NODE(0,-2.8,zmid)
ig=NODE(0.5,8,zg)
id=NODE(0.5,8,zd)

VSEL,S,VOLU,,1
ESLV,S
COLOR,ELEM,GRAY

VSEL,S,VOLU,,2
ESLV,S
COLOR,ELEM,RED

VSEL,S,VOLU,,3
ESLV,S
COLOR,ELEM,GRAY

VSEL,S,VOLU,,4
ESLV,S
COLOR,ELEM,ORAN

```



```

ALLS
EPLOT

NSEL,S,LOC,Y,-epfibres-epelasto
NUMMRG,NODE

NSEL,S,LOC,Y,-epfibres
NUMMRG,NODE

NSEL,S,LOC,Y,0
NUMMRG,NODE

! surface de traction
ASEL,S,LOC,Z
ASUM
*GET,abelt,AREA,0,AREA
ALLS

! appui glissant à droite
NSEL,S,LOC,Z
CPINTF,UZ,wlarge
ALLS

FINISH

SOLU
ANTYPE,STATIC
NLGEOM,ON
SOLCONTROL,ON
AUTOTS,ON

! conditions frontières
! encastrement à gauche
NSEL,S,LOC,Z,lc
D,ALL,ALL

! blocage en y à droite
NSEL,S,LOC,Z
D,ALL,UY

! tension statique appliquée
!Stress=tension: Abelt
NSEL,S,LOC,Z
*GET,ntens,NODE,0,COUNT
!SF,ALL,PRES,-stress
F,ALL,FZ,-Tension/ntens
ALLS

PBC,U,,1
PBC,FOR,,1
! PSF,PRES,NORM,2
REP

```

```

TIME,0.001
DELTIM,0.001

SOLVE

*DIM,Urelatif,ARRAY,np
*DIM,U_mid,ARRAY,np

! forces de l'appareil
*IF,2,GT,1,THEN
*DO,1,1,np
  fm=i*ftrans*np
  TIME,fm $ DELTIM,ftrans/10*np
  F,im,FY,fm
  F,ig,FY,-fm/2
  F,id,FY,-fm/2
  SOLVE
  Urelatif(i)=0.5*(UY(ig)-UY(id))-UY(im)
  U_mid(i)=UY(im)
*ENDDO
*ENDIF

FINISH

POST1

ANG,1,180 $ VIEW,1,-1,0,0 $ REP
PBC,U,,1
PBC,FOR,,1
REP

```

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Gates Rubber Company. *Belt Drive Preventive Maintenance & Safety Manuel*. [en ligne]. <http://www.gates.com/downloads/files/catalogs/beltMweb.pdf> (consulté le 18 novembre 2000).
- [2] Gates Rubber Company. *Introduction (Gates Belt Drive Systems). Industrial Belt Products*. [en ligne]. <http://www.gates.com/pt> (consulté le 11 juin 2001).
- [3] Gates Rubber Company. *Synchronous Belts- Part I. Gates Facts Technical Information Library*. [en ligne]. <http://www.gates.com> (consulté le 18 novembre 2001).
- [4] Dayco Carlisle. *V-belt Tensioning. Industrial V-Belt Drives Design Guide* [en ligne]. <http://www.cptbelt.com> (consulté le 11 juin 2001)
- [5] Krepchin. Ira P. (1986). How To Select and Install V-belt Drives. *Modern Materials Handling*, 41(5), 72-73.
- [6] Stock Drive Products/Sterling Instrument. *World of Timing Belts*. [en ligne]. <http://www.sdp-si.com/Cd/default.htm> (consulté le 18 novembre 2001).
- [7] Bishop. R.W., Reddekopp. A.L. (1984). Method for Setting Belt Tension. *IBM Technical Disclosure Bulletin*, 27(7B), 4303-4304.
- [8] Crockett. Jon (1996). Tensioning Synchronous Belt. *Plant Engineering (Barrington, Illinois)*, 50, (10), 90-91.
- [9] Goodyear Corporate *Power Transmission Products*. [en ligne]. <http://www.tensionrite.com/instructions.html> (consulté le 11 juin 2001).
- [10] Gould. Les (1994). How to Fight the Six Common Causes of Belt Drive Failure. *Modern Materials Handling*, 49, 57.
- [11] Joseph L.. Foszycz (2001). Basics of Belt Drives. *Plant Engineering Magazine*. [en ligne]. <http://www.manufacturing.net> (consulté le 18 novembre 2000).
- [12] Palmer. Warren S. (1991). Extending V-belt Life. *Plant Engineering*, 45, 46-48.

- [13] Gates Rubber Company. *Installation Procedure for Synchronous Sprockets & Belts. Gates Facts Technical Information Library*, [en ligne] <http://www.gates.com> (consulté le 11 juin 2001).
- [14] Gould, Les (1986). Choosing the Right Timing Belt Drive. *Modern Materials Handling*, 43, (8), 76.
- [15] Porter, Gary (1995). Adjusting Tension to Maximize Belt Life. *Machine Design*, 67, 72.
- [16] Gould, Les (1990). Tension V-Belt for Long Service Life. *Modern Materials Handling*, 45, 73.
- [17] Parsons, Dan (1993). Preventing Drive Belt Alignment Problems. *Plant Engineering*, 47, 64-66
- [18] Huemmer, Carl J. (1999). *Tensioning Belt Drives. Plant Engineering Magazine*, [en ligne]. <http://www.manufacturing.net> (consulté le 11 Juin 2001).
- [19] Gates Rubber Company. *Synchronous drive System Noise. Gates Facts Technical Information Library*, [en ligne]. <http://www.gates.com> (consulté le 18 novembre 2000).
- [20] Rolland, Farges. Poulies et Courroies de Transmission. *Techniques de l'ingénieur, traité Fonctions et Composantes Mécaniques*. Bd4, B 5683, 9.
- [21] Shepard, J.D. & Schwartz, Daniel L. (1986). More Muscle for Synchronous Belts. *Machine Design*, 58, 65-69.
- [22] Roland, Farges. Poulies et Courroies de Transmission. *Techniques de l'ingénieur, traité Fonctions et Composantes Mécaniques*. Bd4, B 5680, 6.
- [23] Foszcz, Joseph L.(1991). Basics of Power Transmission Belts. *Plant Engineering*, 45, 92-96.
- [24] Gary L.. Miller (1991). Differences in Synchronous Belts. *Plant Engineering*, 45, 92-94.

- [25] Roos. David & Brent Oman (1987). Trends in Power Transmission: The Synchronous Belts. *Engineer's Digest*.
- [26] Harrington. Julie I. & Gaynor. John C. (1988). Synchronous Efficiency. *Mechanical Engineering*, 110. (8). 48-50.
- [27] Roos. David (1989). Timing Belt Selection and Troubleshooting. *Maintenance Technology*.
- [28] Dalgarno. K.W.; Day. A. J.; Childs. T.H.C. (1993). Characterization of Synchronous Belt Properties. *Plastics, Rubber and Composites Processing and Applications*, 20. (1). 25-33.
- [29] Wallin. A. W. (1989). Selecting Synchronous Belts for Precise Positioning. *Power Transmission Design*.
- [30] Gates Rubber Company. *Synchronous and V-Belt Tensioning Gates Facts Technical Information Library*. [en ligne]. <http://www.gates.com> (consulté le 11 juin 2001).
- [31] Joseph E. Shigley & Charles R. Mischke (2001). *Mechanical Engineering Design*. (6e éd.). New York.
- [32] Orthwein C. William (1990). *Machine Component Design*. (7e éd.). West Publishing. États-Unis.
- [33] M.F.. Spotts & T.E.. Shoup (1998). *Design of machine Element*. (7e éd.). New Jersey.
- [34] V.N.. Lê & H.. Champlaud (2001). *Résistance des matériaux*. (ÉTS). Montréal.